

**Inbetriebnahme einer regenerativ gekühlten 22 N
Brennkammer für N₂O/C₂H₆ Mono- und Bipropellants
sowie Analyse der Verbrennungseffizienz und der
Wärmelasten in Heißgasversuchen**

**Run-in of a regeneratively cooled 22 N Combustor for N₂O/C₂H₆
Mono- and Bipropellants as well as Analysis of the Combustion
Efficiency and Heat Loads during hot Gas Tests**

Masterarbeit von

cand. aer. Konstantin Manassis

IRS-19-S-081

Betreuer:

Prof. Dr. S. Schlechtriem

Dipl.-Ing. L. Werling

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt,

Institut für Raumfahrtantriebe

Institut für Raumfahrtsysteme, Universität Stuttgart

März 2020



Aufgabenstellung Masterarbeit

für Herrn Konstantin Manassis

Inbetriebnahme einer regenerativ gekühlten 22 N Brennkammer für N_2O/C_2H_6 Mono- und Bipropellants sowie Analyse der Verbrennungseffizienz und der Wärmelasten in Heißgasversuchen

Run-in of a regeneratively cooled 22 N Combustor for N_2O/C_2H_6 Mono- and Bipropellants as well as Analysis of the Combustion Efficiency and Heat Loads during hot Gas Tests

Motivation:

Hydrazin wird seit Jahrzehnten erfolgreich als Monopropellant eingesetzt um verschiedenste Raumfahrzeuge anzutreiben. Aufgrund der hohen Toxizität dieses Treibstoffes, der damit verbundenen Handhabungseinschränkungen und geänderter politischer Rahmenbedingungen, wird seit einigen Jahren intensiv an umweltverträglicheren Alternativen - sogenannten „Green Propellants“ - geforscht. Ein vielversprechender Kandidat unter den „Green Propellants“ stellt eine Treibstoffkombination aus Lachgas (N_2O) und Ethan (C_2H_6) dar. Die beiden Komponenten werden zurzeit beim DLR innerhalb eines Demonstratortriebwerks gasförmig oder verflüssigt injiziert und verbrannt.

Eine der Herausforderungen der N_2O/C_2H_6 („HyNOx“) Treibstoffmischung stellen die hohen Verbrennungstemperaturen (ca. 3000°C) dar. Wird der Treibstoff in einem Raketentriebwerk umgesetzt, so ist eine aktive Kühlung der Wandstrukturen unerlässlich, um die Brennkammer und Düse vor einer Überhitzung zu schützen. Im Rahmen dieser Arbeit soll eine neu entwickelte, regenerativ gekühlte 22 N Brennkammer in Heißgasversuchen in Betrieb genommen werden. Hierbei sollen Versuche mit einem vorgemischten N_2O/C_2H_6 Monopropellant als auch mit einem N_2O/C_2H_6 Bipropellant durchgeführt werden. In mehreren Versuchsserien sollen die auftretenden Wärmelasten, die Aufheizung des Kühlmediums und die Verbrennungseffizienz analysiert werden. Die Ergebnisse sollen dazu genutzt werden eine optimierte Brennkammer zu entwickeln.

Aufgabenstellung:

- Literaturrecherche zu den Eigenschaften der Treibstoffbestandteile, zu den bisherigen Experimenten und Ergebnissen sowie zu Wärmelasten in Raketentriebwerken
- Einbau und Inbetriebnahme der neu entwickelten Brennkammer
- Durchführung von Heißgastests in Mono- und Bipropellantkonfiguration mit regenerativer Kühlung
- Analyse der Verbrennungseffizienz und der auftretenden Wärmeströme
- Vergleich der experimentell gewonnen Daten mit Vorhersagen aus theoretische Modellen
- Verfassen der Arbeit, Dokumentation der Ergebnisse

Betreuer intern: Lukas Werling

Bearbeitungsbeginn: 24.09.2019

Einzureichen spätestens: 24.03.2020

Empfangsbestätigung:

Ich bestätige hiermit, dass ich die Aufgabenstellung sowie die rechtlichen Bestimmungen und die Studien- und Prüfungsordnung gelesen und verstanden habe.

Prof. Dr. S. Schlechtriem
(Verantwortlicher Hochschullehrer)

Unterschrift des/der Studierenden

Rechtliche Bestimmungen: Der/die Bearbeiter/in ist grundsätzlich nicht berechtigt, irgendwelche Arbeits- und Forschungsergebnisse, von denen er/sie bei der Bearbeitung Kenntnis erhält, ohne Genehmigung des/der Betreuers/in dritten Personen zugänglich zu machen. Bezüglich erreichter Forschungsleistungen gilt das Gesetz über Urheberrecht und verwandte Schutzrechte (Bundesgesetzblatt I/ S. 1273, Urheberrechtsgesetz vom 09.09.1965). Der/die Bearbeiter/in hat das Recht, seine/ihre Erkenntnisse zu veröffentlichen, soweit keine Erkenntnisse und Leistungen der betreuenden Institute und Unternehmen eingeflossen sind. Die von der Studienrichtung erlassenen Richtlinien zur Anfertigung der Bachelorarbeit sowie die Prüfungsordnung sind zu beachten.

Professoren und Privatdozenten des IRS:

Prof. Dr.-Ing. Stefanos Fasoulas (Geschäftsführender Direktor) · Prof. Dr.-Ing. Sabine Klinkner (Stellvertretende Direktorin) ·


Prof. Dr. rer. nat. Alfred Krabbe · (Stellvertretender Direktor) · Hon.-Prof. Dr.-Ing. Jens Eickhoff · Prof. Dr. rer. nat. Reinhold Ewald ·

PD Dr.-Ing. Georg Herdrich · Hon.-Prof. Dr. Volker Liebig · Prof. Dr.-Ing. Stefan Schlechtriem · PD Dr.-Ing. Ralf Srama

Erklärungen

Hiermit versichere ich, **Manassis, Konstantin**, dass ich diese **Masterarbeit** selbstständig mit Unterstützung des Betreuers / der Betreuer angefertigt und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel verwendet habe. Die Arbeit oder wesentliche Bestandteile davon sind weder an dieser noch an einer anderen Bildungseinrichtung bereits zur Erlangung eines Abschlusses eingereicht worden.

Ich erkläre weiterhin, bei der Erstellung der Arbeit die einschlägigen Bestimmungen zum Urheberrecht fremder Beiträge entsprechend den Regeln guter wissenschaftlicher Praxis¹ eingehalten zu haben. Soweit meine Arbeit fremde Beiträge (z.B. Bilder, Zeichnungen, Textpassagen etc.) enthält, habe ich diese Beiträge als solche gekennzeichnet (Zitat, Quellenangabe) und eventuell erforderlich gewordene Zustimmungen der Urheber zur Nutzung dieser Beiträge in meiner Arbeit eingeholt. Mir ist bekannt, dass ich im Falle einer schuldhaften Verletzung dieser Pflichten die daraus entstehenden Konsequenzen zu tragen habe.

Affalterbach, 27.03.2020 

Ort, Datum, Unterschrift


Hiermit erkläre ich mich damit einverstanden, dass meine **Masterarbeit** zum Thema:

Inbetriebnahme einer regenerativ gekühlten 22 N Brennkammer für N₂O/C₂H₆ Mono- und Bipropellants sowie Analyse der Verbrennungseffizienz und der Wärmelasten in Heißgasversuchen

in der Institutsbibliothek des Instituts für Raumfahrtssysteme ohne Sperrfrist öffentlich zugänglich aufbewahrt und die Arbeit auf der Institutswebseite sowie im Online-Katalog der Universitätsbibliothek erfasst wird. Letzteres bedeutet eine dauerhafte, weltweite Sichtbarkeit der bibliographischen Daten der Arbeit (Titel, Autor, Erscheinungsjahr, etc.).

Nach Abschluss der Arbeit werde ich zu diesem Zweck meinem Betreuer neben dem Prüfexemplar eine weitere gedruckte sowie eine digitale Fassung übergeben.

Der Universität Stuttgart übertrage ich das Eigentum an diesen zusätzlichen Fassungen und räume dem Institut für Raumfahrtssysteme an dieser Arbeit und an den im Rahmen dieser Arbeit von mir erzeugten Arbeitsergebnissen ein kostenloses, zeitlich und örtlich unbeschränktes, einfaches Nutzungsrecht für Zwecke der Forschung und der Lehre ein. Falls in Zusammenhang mit der Arbeit Nutzungsrechtsvereinbarungen des Instituts mit Dritten bestehen, gelten diese Vereinbarungen auch für die im Rahmen dieser Arbeit entstandenen Arbeitsergebnisse.

Affalterbach, 27.03.2020 

Ort, Datum, Unterschrift

¹ Nachzulesen in den DFG-Empfehlungen zur „Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis“ bzw. in der Satzung der Universität Stuttgart zur „Sicherung der Integrität wissenschaftlicher Praxis und zum Umgang mit Fehlverhalten in der Wissenschaft“

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei den Personen bedanken, die mich bei der Erstellung dieser Masterarbeit am M11 des Instituts für Raumfahrtantriebe am DLR-Standort Lampoldshausen unterstützt haben.

Ich danke Herrn Prof. Dr.-Ing. Schlechtriem, Leiter des Instituts für Raumfahrtantriebe, für die Möglichkeit der Durchführung der Arbeit am DLR-Standort Lampoldshausen.

Besonders möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Lukas Werling bedanken. Nicht nur für die Betreuung dieser Arbeit, sondern auch für sein offenes Ohr bei Fragen. Auch für die Zeit, die er sich für mich genommen hat, trotz seiner Belastung als Leiter des Prüfstandes.

Dem Team des M11 gebührt mein Dank für die großartige Unterstützung während der Arbeit. Es herrschte eine tolle Arbeitsatmosphäre mit vielen inspirierenden Fachgesprächen.

Ich danke Herrn Till Hörger für die Unterstützung bei der Programmierung der Auswerteroutinen und den fachlichen Diskussionen in Fragen der Wärmeübertragung.

Bei meinen Eltern möchte ich mich ebenfalls bedanken, da diese mein Studium der Luft- und Raumfahrttechnik erst ermöglicht haben.

Für die großartige Unterstützung, nicht nur während der Erstellung dieser Arbeit, sondern des gesamten Studiums, danke ich meiner Frau Janine. An meiner Seite hat sie mit mir so manches tiefe Tal durchwandert, aber auch so manchen hohen Berg erklommen. Sie war in all den Jahren meine Stütze auf die ich blind vertrauen konnte.

Kurzfassung

Hydrazin (N_2H_4) und seine Derivate werden seit Jahrzehnten bevorzugt als Treibstoff für Bahn- und Lage-regelungssysteme verwendet. Ein großer Vorteil von N_2H_4 liegt in der sehr langen Lagerfähigkeit. Jedoch ist der Umgang mit Hydrazin, aufgrund seiner hohen Toxizität und Karzinogenität, sehr aufwändig und kostspielig. Aufgrund der Toxizität könnte Hydrazin in naher Zukunft verboten werden. Die Suche nach umweltfreundlicheren Alternativen (sog. „Green Propellants“) wird von Forschung und Industrie vorangetrieben. Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine regenerativ gekühlte 22 N Brennkammer in Betrieb genommen und es werden Heißgastests durchgeführt. Der dabei eingesetzte Treibstoff aus Lachgas und Ethan ($\text{N}_2\text{O}/\text{C}_2\text{H}_6$) ist ein potentieller Kandidat als Ersatz für Hydrazin. Die Verbrennungstemperatur von $\text{N}_2\text{O}/\text{C}_2\text{H}_6$ ist jedoch sehr hoch (ca. 3000 K), weshalb eine geeignete Kühlung benötigt wird. Die eingesetzte Brennkammer erlaubt dabei, den Treibstoff als Mono- sowie als Bipropellant zu verbrennen.

In Heißgastests wurden die Verbrennungseffizienz und die Wärmelasten in Bi- und Monoprop-Konfiguration analysiert. Für die modular aufgebaute Brennkammer stehen verschieden lange Brennkammern, unterschiedliche poröse Materialien als Injektoren, sowie die Zündmöglichkeit mit Zündkerze oder Glühkerze zur Verfügung. In den durchgeführten Testreihen wurde der Einfluss der Ventilschaltzeiten für N_2O und C_2H_6 auf die Zündung untersucht. Auch wurden Kombinationen poröser Materialien mit unterschiedlichen Porenfeinheiten als Injektor eingesetzt, und deren Einfluss auf die Verbrennungseffizienz in weiteren Tests ausgewertet. Weiterhin konnte der Einfluss von L^* und des Mischungsverhältnisses auf die Verbrennungseffizienz und auf die auftretenden Wärmelasten in Langzeittests analysiert werden.

Die Untersuchung der Ventilöffnungszeiten ergab eine frühzeitigere und weichere Zündung wenn N_2O und C_2H_6 gleichzeitig in die Brennkammer einströmen. Jedoch ergibt, in diesem Fall, der systembedingte, hohe Anteil an Stickstoff (N_2) in der Brennkammer einen längeren Zeitraum (+70 ms) bis 90 % des Brennkammerdrucks erreicht ist.

Ein Einfluss der verschiedenen Porenfeinheiten der porösen Materialien, die als Injektor eingesetzt wurden, auf die Verbrennungseffizienz konnte nicht nachgewiesen werden.

Sowohl in Bi- als auch in Monoprop-Konfiguration konnte ein Anstieg von c^* und η_{c^*} mit steigendem L^* und steigendem Massenstrom beobachtet werden. Die Variation des Mischungsverhältnisses hatte für die Biprop-Konfiguration nur geringe Auswirkung auf c^* und η_{c^*} . Für die Monoprop-Konfiguration konnte ein optimales $L^* \geq 0,73$ m ermittelt werden. Eine Erhöhung des Massenstroms, und damit des Brennkammerdrucks, bewirkt in allen Konfigurationen ein Anstieg von η_{c^*} .

Die Auswertung der Wärmeströme (\dot{Q}) ergab den höchsten Wert (3571 W) für die Monoprop-Konfiguration. In Biprop-Konfiguration konnte ein Anstieg von \dot{Q} mit steigendem L^* nachgewiesen werden. Die Auswertung der Wärmestromdichte \dot{q} zeigt für die Biprop-Konfiguration ein Maximum bei einem L^* zwischen 0,73 m und 1,2 m. In Biprop-Konfiguration wird, aufgrund der Bauweise des Injektors, ein Kühlfilm aus N_2O erzeugt. Daher hat das ROF einen großen Einfluss auf \dot{Q} . Für kleine L^* (0,63 m) fällt \dot{Q} bei steigendem ROF ab, da η_{c^*} gering ist und wenig Brennkammeroberfläche zur Aufnahme der Wärme zur Verfügung steht. Für $L^*=0,73$ m konnte ein Maximum des Wärmestroms im Bereich $7,5 < \text{ROF} < 11,1$ ermittelt werden. Für $L^*=1,2$ m steigt \dot{Q} , aufgrund eines höheren η_{c^*} und einer größeren Kühlkanaloberfläche, mit steigendem ROF. Ein steigender Massenstrom bewirkt ein Anstieg von \dot{Q} für alle Konfigurationen. Dies ist auf den mit dem Massenstrom steigenden Brennkammerdruck

und damit der Dichte in der Brennkammer zurückzuführen. Denn mit steigender Dichte steigt die Reynoldszahl und folglich der Wärmeübergang des Heißgases auf die Brennkammerwand.

Abstract

Hydrazine (N_2H_4) and its derivatives have been used as a propellant for attitude and orbit control systems for decades. One of the big advantages of N_2H_4 is its long term storability. However, due to its high toxicity and carcinogenicity, handling of hydrazine is very complex and expensive. Therefore, the use of hydrazine could be banned in the near future. The search on more environmentally friendly alternatives (so-called “green propellants”) is being pushed forward by research and industry. In this work, a regeneratively cooled 22 N combustion chamber is put into operation and hot gas tests are carried out. The used propellant consisting of nitrous oxide and ethane ($\text{N}_2\text{O}/\text{C}_2\text{H}_6$) is a potential candidate to replace hydrazine. However, due to the very high combustion temperature of $\text{N}_2\text{O}/\text{C}_2\text{H}_6$ (approx. 3000 K), an active cooling method is required. The gaseous propellant can be burned in the combustion chamber as a monopropellant and as a bipropellant.

In hot gas tests, the combustion efficiency and the heat loads in bi- and monoprop configuration were analyzed. For the modular combustion chamber, combustion chambers of different lengths, different porous materials as injectors and a spark plug or glow plug are available to ignite the mixture. The influence of the valve opening times for N_2O and C_2H_6 on the ignition was examined in the test series. Combinations of porous materials with different pore sizes were used as an injector and their influence on the combustion efficiency was evaluated in further tests. Furthermore, the influence of L^* and the mixture ratio on the combustion efficiency and on the heat loads that occurred could be analyzed in long-term tests.

Examination of the valve opening times revealed earlier and softer ignition when N_2O and C_2H_6 entered the combustion chamber at the same time. However, in this case, the system-related, high proportion of dinitrogen (N_2) in the combustion chamber results in a longer period of time (+70 ms) until 90% of the combustion chamber pressure is reached.

An influence of different pore sizes of the porous materials which were used as an injector on the combustion efficiency could not be observed.

An increase in c^* and η_{c^*} with increasing L^* and increasing mass flow was observed in both the bi and monoprop configurations. The variation of the mixing ratio had no effect on c^* and η_{c^*} for the biprop configuration. An optimal $L^* \geq 0.73$ m could be determined for the monoprop configuration. An increase of the mass flow and the corresponding pressure causes an increase of η_{c^*} in all configurations.

The evaluation of the rate of heat flow (\dot{Q}) showed the highest value (3571 W) for the monoprop configuration. In the biprop configuration, an increase in \dot{Q} with increasing L^* was found. The evaluation of the heat flux density \dot{q} shows a maximum at an L^* between 0.73 m and 1.2 m for the biprop configuration. In the biprop configuration, due to the design of the injector a coolant flow consisting of N_2O is created. Therefore, the ROF has a big impact on \dot{Q} . For small L^* (0.63 m), \dot{Q} decreases with increasing ROF, since η_{c^*} is low and there is little surface available and more coolant with larger ROF to absorb the heat. For $L^*=0.73$ m, a maximum of the rate of heat flow in the range $7.5 < \text{ROF} < 11.1$ could be determined. For $L^*=1.2$ m \dot{Q} increases with increasing ROF, because of a higher η_{c^*} and a bigger surface of the cooling channels. The combustion chamber pressure increasing with the mass flow and thus the density in the combustion chamber raises also. With increasing density, the Reynolds number increases and consequently the heat transfer of the hot gas to the combustion chamber wall.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	v
Tabellenverzeichnis.....	ix
Abbildungsverzeichnis.....	x
Indizes	xiv
Abkürzungen.....	xv
1. Einleitung	1
1.1. Motivation.....	1
1.2. Ziele der Arbeit	3
2. Grundlagen.....	4
2.1. Treibstoff (N_2O/C_2H_6)	4
2.2. Berechnung der theoretischen Leistungsdaten.....	7
2.3. Wärmeübertragung in Raketentriebwerken.....	9
2.4. Strömung durch poröse Materialien	14
3. Versuchstriebwerk	16
3.1. Versuchsaufbau	16
3.2. Messstellen	20
3.3. Auslegung.....	23
3.3.1. Berechnung der Druckverluste	26
3.3.2. Regenerative Kühlung des Triebwerks.....	28
4. Versuchsdurchführung	30
5. Ergebnisse der Heißgasversuche	32
5.1. Versuchsübersicht.....	32
5.2. Einfluss der Ventilschaltzeiten auf die Zündung	38
5.1. Einfluss der Injektorgeometrie auf die Verbrennungseffizienz	44
5.2. Einfluss der Brennkammerlänge und des Mischungsverhältnis auf c^* und η_c *	51
5.3. Analyse der auftretenden Wärmeströme.....	58
5.4. Fehlerrechnung und -analyse.....	65
6. Zusammenfassung	70
7. Literaturverzeichnis.....	73
8. Anhang.....	76

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Stoffdaten Ethan/Lachgas [15], [17], [21].....	6
Tabelle 2: Charakteristische Längen L^* verschiedener Treibstoffe	9
Tabelle 3: Brennkammerlängen für verschiedene L^*	16
Tabelle 4: Auslegungspunkte und geometrische Randbedingungen	17
Tabelle 5: Feinheiten der getesteten porösen Materialien.....	20
Tabelle 6: Versuchsübersicht.....	37
Tabelle 7: Injektorkonfigurationen.....	45
Tabelle 8: Versuchsübersicht zur Wärmeauswertung.....	61
Tabelle 9: Messwerte des Düsenhalsdurchmessers.....	65

Abbildungsverzeichnis

Bild 1: Vergleich Bipropellants.....	2
Bild 2: Phasendiagramm Ethan (C_2H_6)	5
Bild 3: Phasendiagramm Lachgas (N_2O)	5
Bild 4: Isobare Wärmekapazität bei 10 bar für verschiedene Temperaturen (ROF (N_2O/C_2H_6)=10,2)	11
Bild 5: CAD-Zeichnung des Triebwerks in Biprop-Konfiguration als Schnittzeichnung	18
Bild 6: Zusammengebautes Triebwerk mit Zündkerze	19
Bild 7: Injektor in Monopropkonfiguration (links) und Bipropkonfiguration (rechts).....	19
Bild 8: Links: Poröse Materialien; Mitte: Injektor montiert diergol, Blick von Brennkammerseite; Rechts: Injektor in Brennkammer eingebaut, Blick von Injektorseite	20
Bild 9: Thermoelemente in Injektordeckel und Drucksensor in der Brennkammerwand	21
Bild 10: Brennkammer im Schnitt mit Kühlkanälen und Bohrungen für Thermoelemente	22
Bild 11: CAD-Bild mit Messstellen	22
Bild 12: Links: Triebwerk im Prüfstand mit Sensoren montiert; Rechts: Einzelnes Thermoelement.....	23
Bild 13: ROF bei verschiedenen Massenströmen.....	24
Bild 14: I_{sp} und Verbrennungstemperatur über ROF für C_2H_6/N_2O (NASA CEA: $\epsilon=40$;frozen at throat) ..	25
Bild 15: Charakteristische Geschwindigkeit über ROF für C_2H_6/N_2O (NASA CEA: $\epsilon=40$; frozen at throat). 25	
Bild 16: Druckverlustberechnung Monopropellant.....	26
Bild 17: Druckverlustberechnung für N_2O im Bipropellant-Betrieb	27
Bild 18: Druckverlustberechnung für C_2H_6 im Bipropellant-Betrieb.....	28
Bild 19: Links: Triebwerk in Biprop-Konfiguration als CAD im Schnitt. Rechts: Injektor vergrößert.....	28
Bild 20: Kühlkanalaustrittstemperaturen für verschiedene ROF	29
Bild 21: Testcontainer am M11	30
Bild 22: Triebwerk montiert in der Testzelle	31
Bild 23: Zuleitungen in der Draufsicht (vorgemischter/monergoler Betrieb)	31
Bild 24: Einfluss der Zündkerze auf Druckmessdaten	33
Bild 25: Links: Geschmolzener Injektor Mitte: Injektor in Brennkammer Rechts: Funken im Abgasstrahl	33
Bild 26: Links: Abgasstrahl Bipropellant Rechts: Monopropellant	34
Bild 27: Dichtungsbereiche Biprop-Injektor	35
Bild 28: Benötigte Zeit für N_2O und C_2H_6 vom Ventil bis Triebwerk.....	39
Bild 29: Druckerhöhung durch Zündung in der Brennkammer ($L^*=0,63$ m, $\dot{m}=7,4$ g/s, ROF=6,55, Glühkerze)	40

Bild 30: Druckverlauf ($L^*=0,63$ m, $\dot{m}=7,4$ g/s, ROF=6,55, Glühkerze)	41
Bild 31: Vergleich t_{Reaktion} verschiedener Öffnungszeitpunkte der Ventile für N_2O und C_2H_6	42
Bild 32: Vergleich t_{90}	42
Bild 33: Druckverlauf N_2O -Ventil 0,05 s früher geöffnet.....	43
Bild 34: Druckverlauf C_2H_6 -Ventil 0,05 s früher geöffnet	44
Bild 35: SIKA B-45 abgedreht.....	45
Bild 36: c^* über ROF für verschiedene Injektoren.....	47
Bild 37: η_{c^*} über ROF für verschiedene Injektoren	48
Bild 38: c^* über dem Massenstrom für verschiedene Injektoren	49
Bild 39: η_{c^*} über dem Massenstrom für verschiedene Injektoren	49
Bild 40: Gemittelte Werte verschiedener Injektoren ($L^*=0,73$ m, $\dot{m} \approx 7,5$ g/s, ROF ≈ 7 , Glühkerze).....	50
Bild 41: Links: Rußablagerungen in der Düse Rechts: Rußablagerungen an der Brennkammerwand.....	51
Bild 42: Temperaturen mit neuem Injektor ($L^*=0,63$ m, $\dot{m}=7,61$ g/s, ROF=10,43).....	52
Bild 43: Resultierende c^* -Werte verschiedener L^* ($\dot{m}=7,5$ g/s, ROF=7, Glühkerze).....	53
Bild 44: Resultierende η_{c^*} -Werte verschiedener L^* ($\dot{m}=7,5$ g/s, ROF=7)	54
Bild 45: ROF-Einfluss auf c^* ($\dot{m}=7,5$ g/s).....	55
Bild 46: η_{c^*} in Abhängigkeit des ROF ($\dot{m}=7,5$ g/s)	55
Bild 47: Resultierende c^* -Werte für verschiedene Massenströme bei verschiedenen charakteristischen Brennkammerlängen (ROF=7)	56
Bild 48: η_{c^*} bei unterschiedlichen Massenströmen (ROF=7)	57
Bild 49: Temperaturverlauf (Biprop-Konfiguration, $L^*=0,73$ m, $\dot{m}=7,57$ g/s, ROF=7,46).....	58
Bild 50: Abgeführter Wärmestrom (Biprop-Konfiguration, $L^*=0,73$ m, $\dot{m}=7,57$ g/s, ROF=7,46).....	59
Bild 51: Einfluss des ROF auf den Wärmestrom (Biprop-Konfiguration, $L^*=0,73$ m, $\dot{m}=7,57$ g/s, ROF=7,46)	60
Bild 52: Einfluss des Massenstroms auf den Wärmestrom	61
Bild 53: Wärmeströme bei verschiedenen charakteristischen Brennkammerlängen im Auslegungspunkt ($\dot{m}=7,5$ g/s, ROF=7).....	62
Bild 54: Wärmestromdichten bei verschiedenen charakteristischen Brennkammerlängen im Auslegungspunkt ($\dot{m}=7,5$ g/s, ROF=7)	63
Bild 55: Wärmemenge bei verschiedenen ROF und L^* ($\dot{m}=7,5$ g/s).....	64
Bild 56: Wärmestromdichte verschiedener L^* bei Massenstromvariation (ROF=7).....	64
Bild 57: Relative Abweichung der Drucksensoren bezogen auf das Referenzmessgerät	66
Bild 58: Relative Abweichung Massenstrommessgerät (C_2H_6) bezogen auf das Referenzgerät.....	67

Bild 59: Relative Abweichung Massenstrommessgerät (N_2O) bezogen auf das Referenzgerät.....	67
Bild 60: Absolute Abweichung der Thermoelemente verglichen mit dem Referenzgerät	68
Bild 61: Relative Abweichung der Thermoelemente bezogen auf das Referenzgerät.....	69

Nomenklatur

Lateinische Zeichen

A	$[m^2]$	Fläche
c	$[m/s]$	Austrittsgeschwindigkeit
F	$[N]$	Schub
g	$[m/s^2]$	Fallbeschleunigung
I	$[kgm/s]$	Impuls
m	$[kg]$	Masse
M	$[kg/mol]$	Molare Masse
n	$[mol]$	Molmenge
p	$[Pa]$	Druck
Pr	$[-]$	Prandtlzahl
q	$[W/m^2]$	Spezifische Wärme
Q	$[W]$	Wärme
R	$[J/(kgK)]$	Gaskonstante
Re	$[-]$	Reynoldszahl
T	$[K]$	Temperatur
V	$[m^3]$	Volumen
w	$[m/s]$	Geschwindigkeit

Griechische Zeichen

α	$[W/(m^2K)]$	Wärmeübergangszahl
ε	$[-]$	Expansionsverhältnis
ρ	$[kg/m^3]$	Dichte
κ	$[-]$	Isentropenexponent
λ	$[W/(mK)]$	Wärmeleitfähigkeit
η	$[-]$	Wirkungsgrad

Indizes

$(-)_0$	Total
$(-)_a$	Umgebung
$(-)_{aus}$	Ausströmseite
$(-)_{cc}$	Brennkammer
$(-)_{ck}$	Konvergenter Teil der Düse
$(-)_d$	Auf Rohrdurchmesser bezogen
$(-)_e$	Düsenaustritt
$(-)_{ein}$	Einströmseite
$(-)_{Fu}$	Brennstoff
$(-)_{hg}$	Heißgasseitig
$(-)_{kk}$	Kühlkanal
$(-)_{krit.}$	kritisch
$(-)_{m.}$	Mittelwert
$(-)_{ox}$	Oxidator
$(-)_p$	Isobar
$(-)_{sp}$	Spezifisch
$(-)_{stöch}$	Stöchiometrisch
$(-)_t$	Engster Querschnitt Düsenhals
$(-)_{theo}$	Theoretisch
$(-)_{univ.}$	Universal
$(-)_v$	Isochor
$(-)_w$	Wand
$(-)_x$	Unbekannte Anzahl
$(\bar{})$	Gemittelter Wert
$(-)^*$	Charakteristisch
$(\dot{})$	Zeitliche Ableitung

Abkürzungen

ADN	Ammoniumdinitramid
CEA	Chemical Equilibrium with Applications
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
ECHA	Europäische Chemikalienagentur
EIL	Energetische Ionische Liquide
Fu	Fuel
G	Gasförmig
GerTruDE	Green Propellant Thruster for Dinitrogen and Ethan
H₂	Wasserstoff
HAN	Hydroxylammoniumnitrat
L	Liquid
MMH	Monomethylhydrazin
NIST	National Institute of Standards and Technology
NTO	Nitrogen Tetroxide
Nu	Nußeltzahl
O₂	Sauerstoff
Ox	Oxidator
REACH	Registration, Evaluation, Authorisation and Restriction of Chemicals
REFPROP	Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database
ROF	Ratio of Oxidizer to Fuel
SVHC	Substances of very high concern
UDMH	Unsymmetrisches Dimethylhydrazin

1. Einleitung

1.1. Motivation

Für die meisten Lage- und Bahnregelungstriebwerke von Raumfahrzeugen wird schon seit den 60er Jahren des letzten Jahrhunderts Hydrazin (N_2H_4) und seine Derivate als Treibstoffe verwendet. Durchschnittlich werden Satelliten für 15 Jahre Nutzungsdauer ausgelegt. Während dieses Zeitraums muss das Bahn- und Lageregelungssystem zuverlässig funktionieren. Da N_2H_4 für lange Zeiten lagerfähig ist, ist Hydrazin gut für Anwendungen auf einem Satellit geeignet. Als Beispiel für die Lagerfähigkeit und die Robustheit von N_2H_4 Systemen seien die Backup-Triebwerke des Lageregelungssystems der Sonde Voyager I (Start 1977) erwähnt. Diese konnten 2017, nachdem sie 30 Jahre nicht benutzt wurden, wieder gezündet werden [1]. Hydrazin als monergoler Treibstoff zündet mit Katalysatoren wie z.B. Iridium, wodurch ein aufwändiges Zündsystem, das während der Lebensdauer versagen könnte, vermieden wird. Als diergoler Treibstoff kommen die Hydrazinderivate Monomethylhydrazin (MMH) sowie Unsymmetrisches Dimethylhydrazin (UDMH) mit dem Oxidator Distickstofftetroxid (engl. nitrogen tetroxide, NTO) zur Anwendung. Eine Zündvorrichtung ist hier ebenfalls nicht notwendig, da die Treibstoffkombinationen hypergol reagieren. Die Derivate erweitern dabei das Spektrum der Anwendungen von Hydrazin durch andere thermischen Eigenschaften wie einem niedrigeren Gefrierpunkt (UDMH: $-57,25^\circ\text{C}$ N_2H_4 : $1,15^\circ\text{C}$) oder einer besseren Wärmeleitung [2].

Die genannten Treibstoffe haben neben ihren positiven Eigenschaften wie die lange Lagerfähigkeit und der einfachen Zündbarkeit auch Nachteile. Die Nachteile liegen weniger in der Anwendung, als mehr im Umgang. Die Lagerung, Transport und die Handhabung von Hydrazin unterliegt strengsten Sicherheitsmaßnahmen. Ein Austreten in die Umwelt stellt, aufgrund der Toxizität, eine Gefahr für Pflanzen, Tiere und Menschen dar. N_2H_4 wirkt karzinogen, und ist somit von großer Gefahr für den Menschen. Seit 2011 steht Hydrazin auf der Liste der ‚Substances of very high concern‘ (SVHC) der Europäischen Chemikalienagentur (ECHA) [3]. Somit kann die Verwendung von Hydrazin in Zukunft beschränkt oder verboten werden. Die SVHC ist Teil der REACH-Verordnung (Registration, Evaluation, Authorisation and Restriction of Chemicals) der europäischen Chemikalienagentur (ECHA) welche für alle EU-Länder verbindlich ist. Daher ist die Industrie und die Forschung bemüht einen Ersatz für Hydrazin zu finden.

Seit einigen Jahren wird an Alternativen für Hydrazin, den sogenannte ‚Green Propellants‘ (Grüne Treibstoffe) geforscht. Es steht dabei nicht nur die geringere Toxizität im Mittelpunkt, sondern auch eine höhere Performance der ‚grünen Treibstoffe‘ und geringere Kosten in der Anschaffung, Lagerung und Transport [4]. Zu den Alternativen gehört Wasserstoffperoxid (H_2O_2), welches weder toxisch noch karzinogen ist. Je nach Konzentration von H_2O_2 lässt sich ein I_{sp} von 185s erzielen. Die Zündung von H_2O_2 erfolgt katalytisch. Ein noch zu lösendes Problem von H_2O_2 ist die Lagerfähigkeit, da es sich langsam im Tank zersetzt [5]. Weitere grüne Treibstoffe sind energetische ionische Liquide (EIL), zu denen die HAN-basierten (Hydroxylammoniumnitrat) und der ADN-basierten (Ammoniumdinitramid) Treibstoffe gehören, wie z.B. LMP-103S, FLP-106 oder AFM-315E. LMP-103S gehört zu den ADN-Treibstoffen und wurde an Bord der schwedischen Satelliten der PRISMA-Mission (Start 2010) erfolgreich betrieben. Die umweltfreundlichste Variante der Green Propellants sind jedoch Antriebe, die mittels Elektrolyseur den Treibstoff (H_2/O_2) direkt an Bord aus mitgeführtem Wasser (H_2O) produzieren. Der I_{sp} von O_2/H_2 ist sehr

hoch ($>300\text{s}$), allerdings ist die Verbrennungstemperatur ebenfalls sehr hoch ($>3000\text{K}$) [6]. Die hohe Verbrennungstemperatur bedingt ein Kühlkonzept. Einen hohen I_{sp} ($>300\text{s}$) weisen ebenfalls Treibstoffe aus N_2O und Kohlenwasserstoffe auf. Bei diesen Green Propellants ist die hohe Verbrennungstemperatur ($>3000\text{K}$) ebenfalls ein Problem, was ein Kühlsystem unabdingbar macht.

Auf Systemebene ergeben sich, durch die höhere Performance einiger grüner Treibstoffe, Vorteile im Betrieb. Der Treibstoffbedarf sinkt im Vergleich zu Hydrazin, bei gleicher Gesamtmasse eines Satelliten kann daher mehr Nutzlast mitgeführt werden. Ebenso gut könnte auch die Gesamtmasse verringert und der Launcher noch mehr Satelliten in eine Umlaufbahn bringen. In Bild 1 ist die Gesamtmasse eines Raumfahrzeugs über dem Beschleunigungsvermögen Δv aufgetragen [7]. Die Brennschlussmasse des Raumfahrzeugs beträgt 250 kg und als Antrieb ist ein Triebwerk mit 400 N Schub bei einem Expansionsverhältnis von 330 zugrunde gelegt. Der Treibstoff wird als Bipropellant verwendet. Die Gesamtmasse setzt sich aus der Brennschlussmasse und der Treibstoffmasse zusammen. Der Vergleich dieser Bipropellants zeigt, dass $\text{C}_2\text{H}_6/\text{N}_2\text{O}$ gegenüber dem konventionellen MMH/NTO und $\text{H}_2\text{O}_2/\text{ionische}$ Liquide eine geringere Gesamtmasse bis zu einem Δv von etwa 850 m/s aufweist. Der Grund dafür ist die geringere Systemmasse des $\text{C}_2\text{H}_6/\text{N}_2\text{O}$ -Antriebs. Bei einem höherem Δv -Bedarf führt die geringere Dichte des Treibstoffs $\text{C}_2\text{H}_6/\text{N}_2\text{O}$ zu höheren Tankmassen und damit zu einem höheren Gewicht.

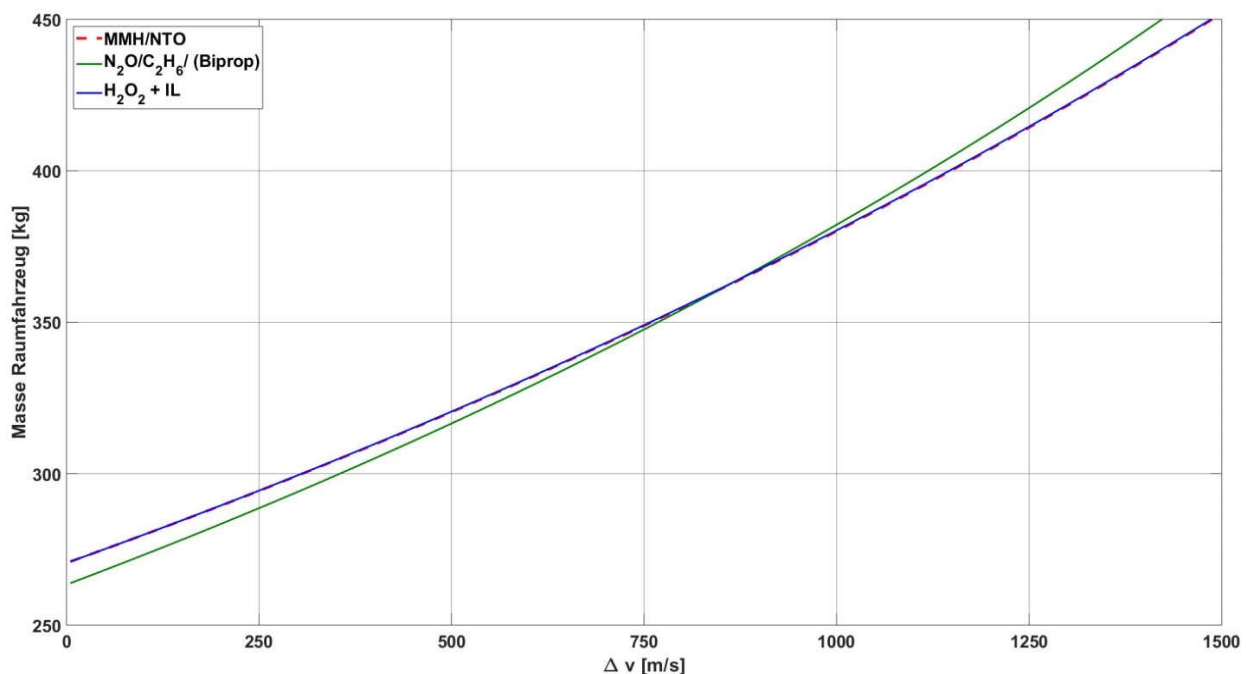


Bild 1: Vergleich Bipropellants

Das Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) rief 2018 das „Future Fuels“-Projekt ins Leben berufen. Ein Teilprojekt, das „Advanced Rocket Propellants“-Projekt (TP5), befasst sich mit der Erforschung von Green Propellants als Ersatz für Hydrazin [8]. Im Future Fuels Projekt wird seit einiger Zeit die Nutzung von Distickstoffmonoxid und Ethen sowie Ethan als Treibstoff in Triebwerken erforscht. Gegenüber Hydrazin hat diese Treibstoffkombination den Vorteil eines höheren spezifischen Impulses (bis zu 320s) bei geringerer Toxizität. Die Kosten für Anschaffung und Sicherheit im Umgang mit Bipropellants aus $\text{C}_2\text{H}_6/\text{N}_2\text{O}$ sind im Vergleich zu Hydrazin ebenfalls sehr gering. Hinzu kommt die Möglichkeit, dass eine Bedrückungsvorrichtung zur Treibstoffförderung, aufgrund des hohen Dampfdrucks der Komponenten, entfällt, was eine Gewichtsersparnis sowie eine Vereinfachung des Antriebssystems darstellen kann. Neben der Nutzung von $\text{C}_2\text{H}_6/\text{N}_2\text{O}$ als Bipropellant, kann $\text{C}_2\text{H}_6/\text{N}_2\text{O}$

auch als Monopropellant genutzt werden. Brennstoff und Oxidator können vorgemischt, d.h. gemeinsam in einem Tank gelagert werden. Ein Nachteil des vorgemischten C_2H_6/N_2O ist sowohl die hohe Verbrennungstemperatur als auch die Gefahr eines Flammenrückschlags aus der Brennkammer in den Tank, was zur Zerstörung des Satelliten führen könnte.

Beim DLR wurden für die Treibstoffkombination Ethen/Lachgas Untersuchungen [9], [10], [11], [12], [13], [14] durchgeführt. Aufbauend auf den bisherigen Untersuchungen wurde ein neues Demonstratortriebwerk für C_2H_6/N_2O entwickelt. Mit diesem Triebwerk soll die Möglichkeit der regenerativen Kühlung und den dabei auftretenden Wärmeströmen sowie der Performance untersucht werden. Das Triebwerk kann sowohl in Bi- als auch in Monoprop-Konfiguration betrieben werden. Die bisher eingesetzten Versuchstriebwerke wurden kapazitiv gekühlt, was relativ dicke Wandstärken zur Folge hatte. Das neue Triebwerk GerTruDE (Green Propellant Thruster for Dinitrogen Oxide and Ethane) ist modular aufgebaut und besitzt, durch den Einsatz einer Regenerativkühlung geringere Wandstärken, somit weniger Masse, und kann stationär betrieben werden.

Diese Masterarbeit befasst sich mit der Inbetriebnahme des neu konstruierten Triebwerks und der Ermittlung der Leistungsparameter wie der charakteristischen Geschwindigkeit c^* bzw. dem Wirkungsgrad η_{c^*} . Hierfür wird am Prüfstand M11 des DLR-Standorts in Lampoldshausen der Abteilung Raketentreibstoffe das Triebwerk in Versuchen getestet.

Im folgenden Kapitel werden die theoretischen Grundlagen für die Berechnungen sowie die Treibstoffkomponenten Lachgas N_2O und Ethan C_2H_6 vorgestellt. Die Vorauslegung ist notwendig um zum einen die experimentell gewonnenen Daten (c^*_{exp}) mit den theoretischen Werten (c^*_{theo}) zu vergleichen, zum anderen um eine Abschätzung machen zu können, mit welchen Massenströmen, Treibstoffzusammensetzungen und Hardwarekonfigurationen ein sicherer Betrieb möglich ist. Zusätzlich werden die zu erwartenden Wärmeströme und Druckverluste ermittelt.

In Kapitel 3 sind der Aufbau des Triebwerks, die Testumgebung, sowie die Ergebnisse der Vorauslegung erläutert. Die Durchführung der Versuche erfolgt anhand einer Testmatrix in welcher der zu untersuchende Parameter variiert wird, während die anderen Parameter konstant gehalten werden. Dies ermöglicht die Auswertung des jeweiligen, untersuchten Parameters. Im Anschluss an der Beschreibung des Versuchsaufbaus folgt in Kapitel 5 die Darstellung und Diskussion der ermittelten Daten bezüglich der Triebwerksperformance, der auftretenden Wärmelasten, verschiedener Injektoren und unterschiedlicher Öffnungszeitpunkten der Ventile. Abschließend werden in Kapitel 6 die Ergebnisse zusammengefasst.

1.2. Ziele der Arbeit

Ziel der Arbeit ist es, die neu entwickelte 22 N Brennkammer in Betrieb zu nehmen. Weiterhin sollen Heißgastests in Mono- und Bipropellant-Konfiguration mit regenerativer Kühlung durchgeführt werden. Ebenso sind Tests mit verschiedenen Brennkammerlängen, Zündungsarten und Injektoren durchzuführen. Dabei sind die auftretenden Wärmen zu ermitteln und die Verbrennungseffizienz der Brennkammer zu analysieren. Für den stationären Betriebsbereich der Brennkammer sollen Grenzen bestimmt werden.

2. Grundlagen

In diesem Kapitel wird der Treibstoff, bestehend aus dem Oxidator Lachgas (N_2O) und dem Brennstoff Ethan (C_2H_6), und deren Eigenschaften erläutert. Anschließend werden die Berechnungen der theoretischen Leistungsdaten, der Wärmeübertragung sowie des Druckverlustes über den Injektor vorgestellt. Zur Vorauslegung wurden die Kühlkanalaustrittstemperatur und der Druckverlust im Injektor berechnet.

2.1. Treibstoff ($\text{N}_2\text{O}/\text{C}_2\text{H}_6$)

Der Treibstoff besteht aus dem Oxidator und dem Brennstoff. Als Brennstoff kommt Ethan (C_2H_6) und als Oxidator Distickstoffmonoxid (N_2O), auch als Lachgas bekannt, zum Einsatz. Ethan gehört zu den Alkanen, den gesättigten Kohlewasserstoffen, und wird aus Erdgas und Erdöl gewonnen. Es dient sowohl als Brennstoff zur Wärmeerzeugung als auch als Kältemittel (R170) in Kälte- und Klimaanlage. Ethan ist leichter als Luft, farblos, wirkt narkotisierend und in Verbindung mit Luft entsteht ein explosionsfähiges Gemisch im Vol.-%-Bereich 2,4-14,3. Die Zündtemperatur mit Luft liegt bei 515°C [15].

Lachgas ist für den Einsatz als Narkosemittel und zur Leistungssteigerung in Verbrennungsmotoren bekannt. Eingesetzt wird es aber auch als Treibgas in der Lebensmittelindustrie und als Oxidator in der Raumfahrt wie im Hybridtriebwerk des SpaceShipOne [16]. Vermutlich bescherte der Einsatz als Narkosemittel und die euphorisierende Wirkung auf die Patienten dem Gas die Bezeichnung „Lachgas“. Die industrielle Gewinnung erfolgt aus der thermischen Zersetzung von Ammoniumnitrat oder durch die Reaktion von Ammoniak und Salpetersäure. N_2O entsteht auch bei Verbrennungsprozessen mit Luft und durch das Düngen landwirtschaftlicher Felder mit Stickstoff. N_2O zählt zu den Treibhausgasen, da es in der Stratosphäre durch Strahlung in NO_x zerfällt, was katalytisch auf den Abbau von Ozon wirkt. N_2O ist wie Ethan farblos, wirkt beim Einatmen mit Luft berauschend und narkotisierend und ist brandfördernd. Ab einer Temperatur von 575°C bei 1 bar dissoziiert N_2O zu N_2 und O_2 [17]. Dieser thermische Zerfall kann zu einer exothermen Reaktion führen. In [18] wurde der thermische Zerfall von N_2O untersucht. Ein Ergebnis ist, dass der Zeitraum bis zur exothermen Kettenreaktion vom Druck und der Temperatur abhängt. Bei hohen Drücken sinkt die Temperatur, die zur Selbstentzündung notwendig ist. Der Zeitverzug bis eine exotherme Reaktion eintritt, sinkt mit steigender Temperatur. Für den Druckbereich bis 100 bar beträgt der Zeitraum bis zur Selbstentzündung bei 850 K 30 s, bei 1000 Kelvin sind es 0,5 s.

Für Ethan liegt der kritische Punkt bei der Temperatur von 305,3 K und einem Druck von 48,7 bar. Der kritische Punkt von Lachgas liegt bei 309,6 K und einem Druck von 72,4 bar [19], [20]. $\text{C}_2\text{H}_6/\text{N}_2\text{O}$ können flüssig und vorgemischt, aufgrund ähnlicher Dampfdrücke, im Raumfahrzeug mitgeführt werden (Bild 2). Die hohen Dampfdrücke ermöglichen ebenfalls eine Selbstbedrückung des Treibstofftanks zur Treibstoffförderung. Damit entfällt ein zusätzlicher Tank zur Bedrückung des Treibstoffs mit einem inerten Gas. Diese Tanks zur Bedrückung sind meist mit Helium bei etwa 300 bar befüllt. Zur Treibstoffförderung wird der Druck des Heliums mit Regelventilen abgemindert. Ein Wegfall des Bedrückungstanks und der Regeleinrichtung bedeutet ein geringeres Gewicht des Antriebssystems.

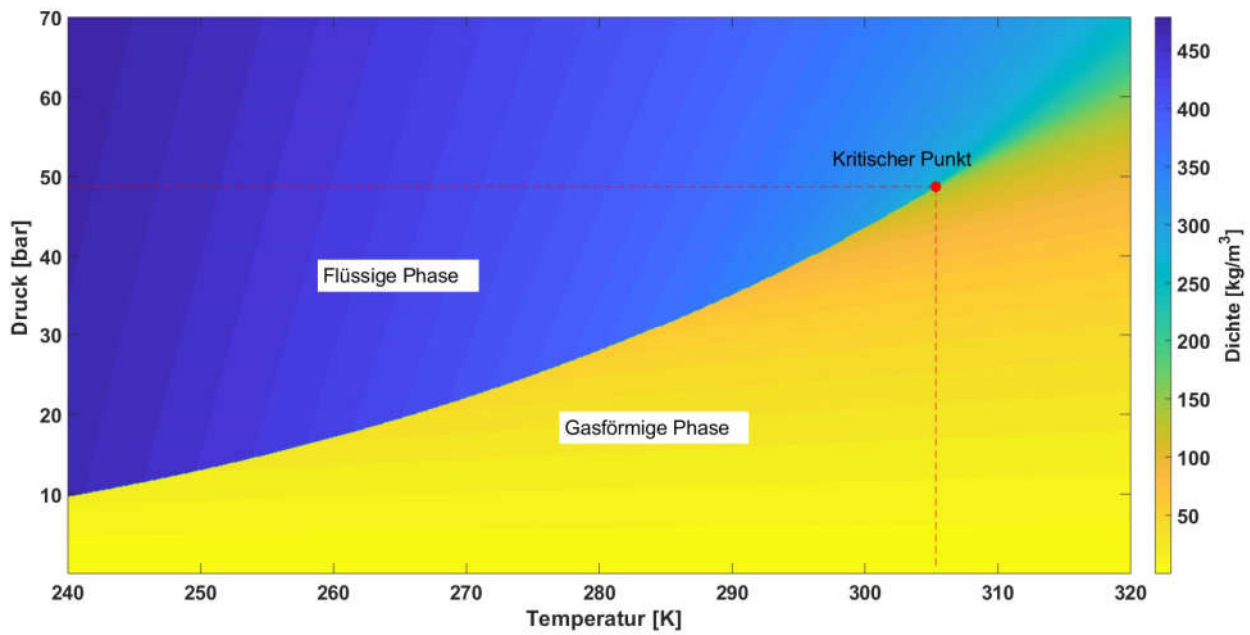


Bild 2: Phasendiagramm Ethan (C_2H_6)

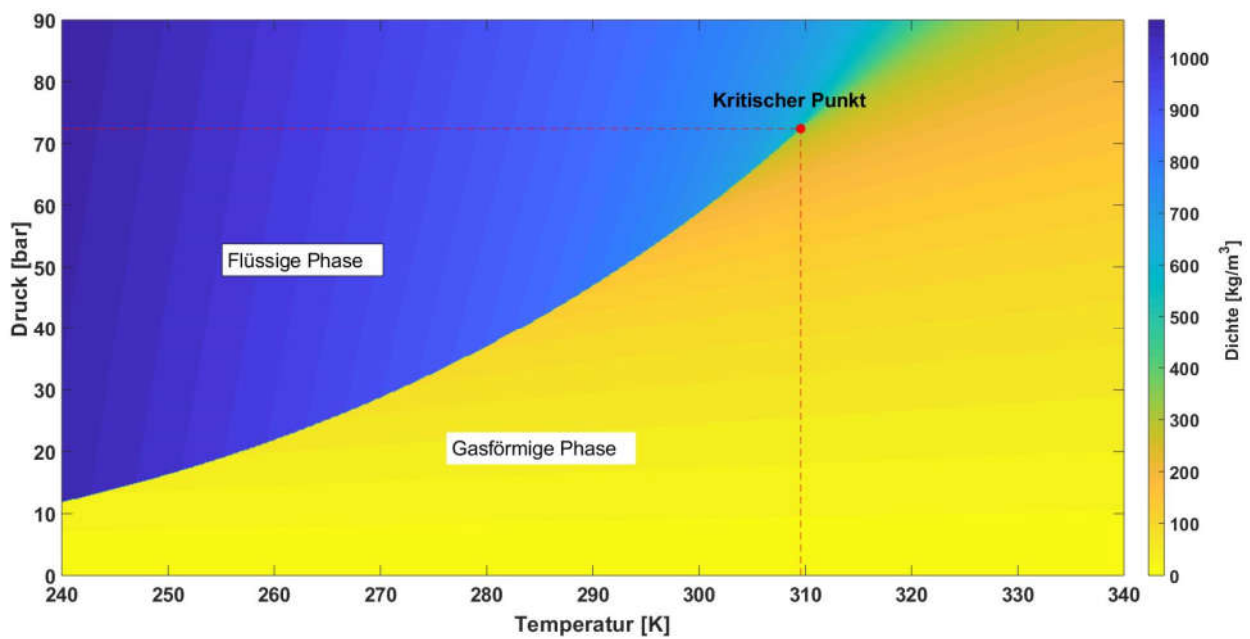


Bild 3: Phasendiagramm Lachgas (N_2O)

Zusammenfassend sind in Tabelle 1 nochmals die Daten für beide Gase aufgelistet:

Eigenschaft	Ethan C ₂ H ₆	Distickstoffmonoxid N ₂ O
Molare Masse [kg/kmol]	30,069	44,013
Dampfdruck (20°C) [bar]	37,64	50,599
Siedetemperatur [°C]	-88,6	-88,5
Dichte(0°C / 1,013bar)[kg/m ³]	1,3551	1,9781
Wärmeleitfähigkeit (25°C / 1bar) [W/(m*K)]	212*10 ⁻⁴	173*10 ⁻⁴
Schmelzpunkt [°C]	-183,3	-90,81
Kritische Temperatur [°C]	32	36,41
Kritische Dichte [kg/m ³]	204,5	452
Kritischer Druck [bar]	48,7	72,4

Tabelle 1: Stoffdaten Ethan/Lachgas [15], [17], [21]

In der Brennkammer werden Oxidator und Brennstoff gemeinsam verbrannt. Der Gesamtmassenstrom \dot{m} setzt sich aus dem Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{Fu} und dem Oxidatormassenstrom \dot{m}_{Ox} zusammen.

$$\dot{m}_{ges} = \dot{m}_{Ox} + \dot{m}_{Fu} \quad (2.1)$$

Das Mischungsverhältnis ROF (engl. Ratio of Oxidizer to Fuel) ist das Verhältnis der Massenströme. Die Massenströme können aus dem Molmengenstrom \dot{n} und der Masse pro Mol M berechnet werden.

$$ROF = \frac{\dot{n}_{Ox} M_{Ox}}{\dot{n}_{Fu} M_{Fu}} = \frac{\dot{m}_{Ox}}{\dot{m}_{Fu}} \quad (2.2)$$

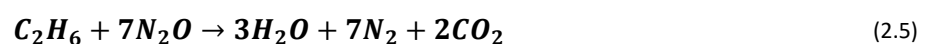
Der Oxidatormassenstrom berechnet sich zu

$$\dot{m}_{Ox} = \frac{\dot{m}_{ges}}{ROF + 1} ROF \quad (2.3)$$

und der Brennstoffmassenstrom

$$\dot{m}_{Fu} = \frac{1}{ROF + 1} \dot{m}_{ges} \quad (2.4)$$

Das stöchiometrische Mischungsverhältnis $ROF_{stöch}$ ergibt sich aus der globalen Reaktionsgleichung



und den molaren Massen für Ethan M_{Fu} und Lachgas M_{Ox} zu

$$ROF_{stöch} = 7 \frac{M_{Ox}}{M_{Fu}} = 10,246 \quad (2.6)$$

2.2. Berechnung der theoretischen Leistungsdaten

Zur analytischen Beschreibung der Vorgänge in Triebwerken werden einige Annahmen bzw. Vereinfachungen getroffen, diese sind aus [22] entnommen. Die realen Vorgänge bei der chemischen Umsetzung des Treibstoffes und der anschließenden Umwandlung in kinetische Energie sind sowohl zeitlich als auch örtlich instationär. Durch eine zeitliche Bildung von Mittelwerten des Energie-, Massen- und Impulsstromes, sowie der räumlichen Mittelwertbildung ergeben sich mehrere Vereinfachungen. Zum einen kann das Gas als eindimensionales Medium betrachtet werden. Zum anderen werden die Vorgänge bei der Verbrennung und der anschließenden Expansion als stationär betrachtet. Eine weitere Vereinfachung ist die Annahme eines idealen Gases mit chemischem und thermodynamischen Gleichgewicht in der Brennkammer. Geht man von vernachlässigbaren Reibungs- und Wärmeverlusten in der Düse aus, kann die Strömung in der Düse als isentrop angenommen werden. Ab dem Düsenhals erhält man eine eingefrorene Strömung, d.h. die chemische Rekombinationsgeschwindigkeit der Expansionsströmung ist geringer als die Strömungsgeschwindigkeit.

Der Schub des Triebwerks F aus Gl. (2.7) berechnet sich aus dem Impulsstrom (ρw) und der Druckdifferenz ($p - p_a$), integriert über der Austrittsfläche der Düse (A_e). Dabei bezeichnet das erste Integral den Impulsstrom, der sich aus der Dichte ρ und der axialen Geschwindigkeitskomponente w bildet, integriert über der Austrittsfläche A_e . Das zweite Integral der Druckdifferenz zwischen dem Umgebungsdruck p_a und dem Druck p wird ebenfalls über die Düsenendfläche gebildet.

$$F = \iint_{A_e} (\rho w) w dS + \iint_{A_e} (p - p_a) dS \quad (2.7)$$

Durch die Einführung von Mittelwerten für die Austrittsgeschwindigkeit \tilde{w}_e und dem Druck \tilde{p}_e in der Düsenendfläche vereinfacht sich Gl.(2.7) zu

$$F = \dot{m} \tilde{w}_e + (\tilde{p}_e - p_a) A_e = \dot{m} c_e \quad (2.8)$$

wobei \dot{m} der Treibstoffmassenstrom und c_e die effektive Austrittsgeschwindigkeit ist. Bei einer angepassten Düse, also wenn \tilde{p}_e und p_a gleich groß sind, entfällt der zweite Term, auch Druckglied genannt.

Aus dem Schub, Massenstrom und der Erdbeschleunigung g_0 ergibt sich der gewichtsspezifische Impuls zu

$$I_{sp} = \frac{F}{\dot{m} g_0} = \frac{c_e}{g_0} \quad (2.9)$$

Das Expansionsverhältnis ε beschreibt das Verhältnis aus Düsenendfläche A_e und der Fläche im engsten Querschnitt der Düse A_t .

$$\varepsilon = \frac{A_e}{A_t} \quad (2.10)$$

Eine weitere wichtige Kenngröße für die Leistung eines Triebwerks stellt die charakteristische Geschwindigkeit c^* dar. Während der spezifische Impuls das gesamte Triebwerk einschließlich Düse, charakterisiert, kann die Güte der Verbrennung und die anschließende Beschleunigung der Verbrennungsgase mit c^* beschrieben werden. Die Berechnung von c^* erfolgt mit messbaren Größen

wie dem Brennkammerdruck p_0 , dem Düsenhalsdurchmesser A_t und dem Massendurchsatz \dot{m} . c^* kann auch mit den Stoffdaten, wie der rechte Term in Gl.(2.11) zeigt, berechnet werden. κ ist dabei der Isentropenexponent, R_{sp} die spezifische Gaskonstante und T_{hg} die Verbrennungstemperatur [2]:

$$c^* = \frac{p_0 A_t}{\dot{m}} = \frac{\sqrt{R_{sp} T_{hg}}}{\sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}}} \quad (2.11)$$

Mit der theoretisch möglichen charakteristischen Geschwindigkeit c^*_{theo} , welche dem NASA-Computerprogramm CEA (Chemical Equilibrium with Applications) entnommen [6] wird, und der experimentell bestimmten charakteristischen Geschwindigkeit c^*_{exp} kann der Wirkungsgrad η_{c^*} bestimmt werden

$$\eta_{c^*} = \frac{c^*_{exp}}{c^*_{theo}} \quad (2.12)$$

Der Brennkammerdruck p_0 stellt den Totaldruck dar. In der Brennkammer des Triebwerks wird jedoch der statische Druck gemessen. Daher erfolgt die Umrechnung des statischen in den Totaldruck mit der Annahme einer adiabaten Zustandsänderung und eines idealen Gases. Damit ergibt sich mit p als statischer Druck, der Temperatur T , dem Isentropenexponenten κ und der spezifischen Gaskonstante R_{sp}

$$p_0 = p \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \sqrt{\kappa R_{sp} T} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} = p \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2 \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \quad (2.13)$$

Der Isentropenexponent κ ist das Verhältnis der isobaren zur isochoren spezifischen Wärmekapazität

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.14)$$

und ist aus NASA CEA (Chemical Equilibrium with Applications) von Gordon McBride entnommen [6].

Mit der Definition der Machzahl

$$Ma = \sqrt{\kappa R_{sp} T} \quad (2.15)$$

und dem Isentropenkoeffizienten κ und der Machzahl M in der Brennkammer aus [6] kann der Totaldruck hergeleitet werden.

Für unterschiedliche Treibstoffe kann eine weitere Kenngröße ermittelt werden. Die charakteristische Länge L^* . Sie ist der Quotient aus dem Brennkammervolumen V_{cc} und der Querschnittsfläche der Düse am engsten Querschnitt A_t .

$$L^* = \frac{V_{cc}}{A_t} \quad (2.16)$$

Das Brennkammervolumen erstreckt sich vom Injektor bis zur engsten Querschnittsfläche im Düsenhals. Das optimale L^*_{opt} ist, für einen gegebenen Düsenhalsdurchmesser, das kleinste, mögliche Brennkammervolumen für eine Treibstoffkombination bei dem größten, möglichem c^* . L^*_{opt} wird u.a. von der Güte der Treibstoffaufbereitung im Injektor und von der anschließenden chemischen

Umsetzungsgeschwindigkeit beeinflusst. Je schneller die die Umwandlung der chemischen in kinetische Energie erfolgt, umso kleiner fällt das minimale L^* aus. Das Volumen muss groß genug sein damit der gesamte Treibstoff in der Kammer verbrennt. Ein zu großes Volumen führt zu einer langen Verweilzeit der Verbrennungsprodukte in der Brennkammer, was zu Wärmeverluste in die Brennkammerwand führt. Bei einem zu kleinen Volumen, findet keine vollständige chemische Umsetzung des Treibstoffs statt. In beiden Fällen ergibt sich eine verringerte Leistung der Brennkammer. Zur Bestimmung des optimalen L^* wird das Maximum der Austrittsgeschwindigkeit, also c^* ermittelt.

In folgender Tabelle ist L^* für verschiedene Treibstoffe aufgeführt.

Treibstoff	$L^* [m]$
Hydrazin / NTO	0,75 – 0,9 [23]
GH ₂ / LOX	0,5 – 0,7 [22]
Ethen / Lachgas	0,3 – 0,5 [9]
Ammoniak / LOX	0,75 – 1 [23]
RP-1 / NOx	1,143 – 1,328 [23]
Ethanol / NOx	1,256 – 1,678 [23]

Tabelle 2: Charakteristische Längen L^* verschiedener Treibstoffe

2.3. Wärmeübertragung in Raketentriebwerken

Durch die hohen Temperaturen, die bei der Verbrennung von Treibstoffen in der Brennkammer entstehen, fließt Wärme in die umgebende Brennkammerwand und Düse. Dabei können diese thermischen Verluste bis zu 2 % der Gesamtleistung großer chemischer Triebwerke ausmachen [22]. Die durch die Verbrennung übertragene Wärme darf die maximal zulässige Betriebstemperatur des verwendeten Werkstoffs nicht überschreiten. Um die für den Werkstoff der Brennkammerwand und Düse maximale Temperatur nicht zu überschreiten, gibt es mehrere Möglichkeiten. Eine Maßnahme ist die Einschränkung der Betriebsdauer. Das ist nur für Triebwerke mit kurzer Brenndauer praktikabel. Eine weitere Möglichkeit besteht in der Absenkung der Verbrennungstemperatur unterhalb der maximal zulässigen Werkstofftemperatur durch ein besonders mageres bzw. fettes Treibstoffgemisch. Damit einher geht aber auch eine geringere Verbrennungseffizienz der Brennkammer. Um die Brenndauer oder die Verbrennungstemperatur nicht zu beschränken, können Kühlkonzepte eingesetzt werden. Dabei gibt es verschiedene Kühlungskonzepte, die sich in passive und aktive Kühlverfahren einteilen lassen. Passive Kühlverfahren wie die Kapazitiv-, Strahlungs- und Ablationskühlung finden bei Wärmeströmen bis etwa 15 MW/m² Anwendung [24]. Bei kapazitiv gekühlten Triebwerken wird die durch die Verbrennung an die Brennkammerwand weitergeleitete Wärme aufgenommen. Diese Methode wird meist für Experimentaltriebwerke bei kurzer Brenndauer verwendet. Bei der Strahlungskühlung wird die von der Brennkammerwand aufgenommene Wärme durch Strahlung an die Umgebung abgegeben. Das Kühlprinzip bei der Ablationskühlung ist, dass durch den Abbrand der Oberfläche der Brennkammer, die dem Heißgas ausgesetzt ist, der Wärmeübergang verringert wird.

Aktive Kühlverfahren können höhere Wärmeströme abführen. Dazu zählen die Regenerativ-, die Filmkühlung und die Transpirationskühlung [25]. Die Filmkühlung kommt durch eine Einspritzung von flüssigem oder gasförmigem Treibstoff am Injektor nahe der Brennkammerwand zustande. Dabei baut sich der Kühlfilm mit zunehmender Lauflänge ab. Die Zusammensetzung des Treibstoffs an der Brennkammerwand weicht dabei so stark vom stöchiometrischen Verhältnis ab, dass die Temperatur weit unter der in der Brennkammermitte liegt. Bei flüssiger Einspritzung des Kühlfilms findet auch so lange keine Verbrennung statt, bis der Treibstoff verdampft ist und sich ein zündfähiges Gemisch gebildet hat. Der Film nimmt dabei einen Teil der Verbrennungswärme auf und bildet eine Zwischenschicht zur Brennkammerwand, wodurch der Wärmeübergang gemindert wird. Somit führt der Kühlfilm zu einer geringeren thermischen Belastung der Brennkammerwand. Die Transpirationskühlung hat dasselbe Funktionsprinzip wie die Filmkühlung. Im Gegensatz zur Filmkühlung gelangt bei der Transpirationskühlung das Kühlmedium nicht über den Injektor in die Brennkammer, sondern durch kleine Öffnungen in der Brennkammerwand direkt in die Brennkammer. Bei der regenerativen Kühlung verlaufen Kühlkanäle in der Brennkammerwand. Als Kühlmedium dient der Brennstoff oder Oxidator des Triebwerks. Bei der Verwendung eines kohlenstoffhaltigen Brennstoffs als Kühlmedium, kann sich dieser bei entsprechender Temperatur zersetzen. Wird der Oxidator als Kühlmittel eingesetzt, besteht die Gefahr einer Reaktion mit der Wand. Im Allgemeinen wird der Brennstoff zur Kühlung verwendet, da dieser meist eine höhere Wärmekapazität besitzt. Der Brennstoff nimmt Wärme in der Brennkammerwand auf und strömt aufgeheizt in den Injektor. Die Rückgewinnung der Wärme durch den Brennstoff führt zu einer höheren Effizienz des Triebwerks.

Das in dieser Arbeit getestete Triebwerk wird regenerativ gekühlt. Zusätzlich bildet sich aufgrund der Geometrie des Injektors in Biprop-Konfiguration eine Filmkühlung aus. Das Triebwerk kann sowohl im Bi- als auch im Monopropellant-Modus betrieben werden. Da im Monopropellant-Modus der Treibstoff bereits vorgemischt ist, entfällt die Filmkühlung sowie Bereiche mit unterschiedlichem ROF. Ist die Ausströmgeschwindigkeit in Monoprop-Konfiguration geringer als die Verbrennungsgeschwindigkeit, liegt die Verbrennungszone direkt am Injektor an. Die aufgeheizten Abgase aus der Verbrennung erwärmen unmittelbar die Brennkammerwand, mit einem Kühlfilm würde eine geringere Temperatur erreicht werden.

Der Wärmestrom \dot{Q} , der durch die Verbrennung im Triebwerk entsteht, berechnet sich nach Gl. (2.17) [26].

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T = \dot{m}c_p(T_{hg} - T_{kk,aus}) \quad (2.17)$$

Hierbei ist \dot{m} der Massenstrom, T_{hg} die Verbrennungstemperatur (aus CEA entnommen) und $T_{kk,aus}$ die Kühlkanalaustrittstemperatur des Treibstoffs, die gleichzeitig als Eintrittstemperatur in die Brennkammer angenommen wird. Die isobare Wärmekapazität c_p berechnet sich bei der mittleren Temperatur (siehe Gl. (2.18)).

$$T_m = \frac{1}{2}(T_{hg} - T_{kk,aus}) \quad (2.18)$$

Daten für c_p von Lachgas sind in REFPROP bis 525K verfügbar. In Bild 4 sind die Verläufe von c_p für Lachgas, Ethan und als stöchiometrisches Gemisch (ROF=10,246) für 10 bar über der Temperatur abgebildet. Für Temperaturen über 525K (T_{max}), also rechts von der eingezeichneten grünen Linie, ist c_p für Lachgas aus dem vorherigen Verlauf extrapoliert und wird auch für die weiteren Berechnungen herangezogen.

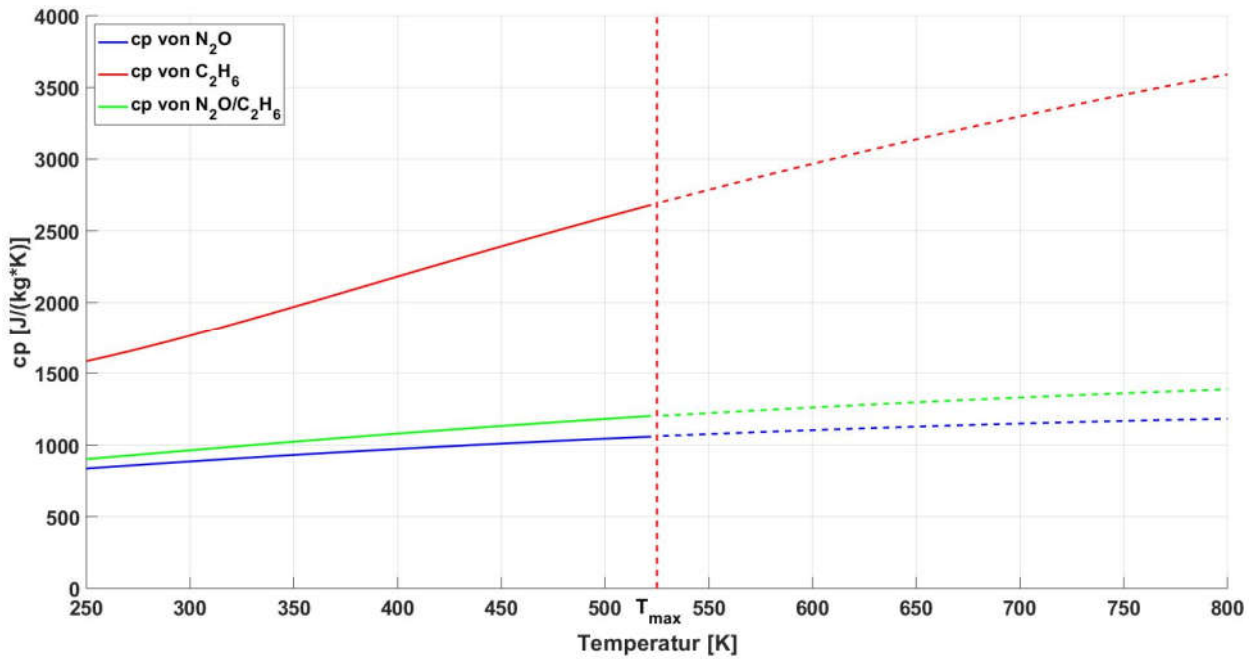


Bild 4: Isobare Wärmekapazität bei 10 bar für verschiedene Temperaturen (ROF (N₂O/C₂H₆)=10,2)

Zur Berechnung der Wärmestromdichte \dot{q} wird der Wärmestrom \dot{Q} durch die Oberfläche der Brennkammerwand A_{cc} geteilt.

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A_{cc}} \quad (2.19)$$

Von der Heißgasseite auf die Brennkammer findet ein konvektiver Wärmeübergang (erzwungene Konvektion) statt. Die Brennkammer kann als durchströmtes Rohr angenommen werden. Konvektiver Wärmeübergang lässt sich beschreiben mit:

$$\dot{q} = \alpha(T_{hg} - T_{wand}) \quad (2.20)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α ist abhängig von der Geometrie, dem Temperaturgradienten zwischen Wand und Heißgas, der Reynoldszahl und den Stoffwerten wie Dichte, Viskosität und Temperaturleitzahl. Die spezifische Wärmestromdichte \dot{q} ergibt sich aus der Temperaturdifferenz zwischen der Brennkammerwandtemperatur T_{wand} und der Heißgastemperatur T_{hg} , multipliziert mit α . Die Multiplikation von α mit der Lauflänge l und die Division durch die Wärmeleitfähigkeit λ ergibt die dimensionslose Nußeltzahl. Sie stellt das Verhältnis zwischen Diffusion und Konvektion dar.

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \Rightarrow \alpha = \frac{Nu \lambda}{l} \quad (2.21)$$

Die über die Oberfläche gemittelte Nußeltzahl für eine erzwungene Strömung, in der Auftriebskräfte und der Einfluss der Machzahl vernachlässigt werden können, ist nur noch eine Funktion der Reynoldszahl und der Prandtlzahl.

$$Nu_m = f(Re, Pr) \quad (2.22)$$

Die Reynoldszahl ist wie folgt definiert:

$$Re = \frac{wd}{\nu} = \frac{\rho wd}{\eta} \quad (2.23)$$

Sie ist ein Maß für das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften und dimensionslos. Berechnet wird die Reynoldszahl mit der Geschwindigkeit w , der charakteristischen Länge d , hier der Rohrdurchmesser, und der kinematischen Viskosität ν . Die kinematische Viskosität ist der Quotient aus der dynamischen Viskosität η geteilt durch die Dichte ρ . Beträgt die Reynoldszahl einer Strömung in einem Rohr weniger als 2300, bleibt die Strömung laminar. Bei höheren Werten kann die Strömung turbulent umschlagen.

Die Prandtlzahl ist der Quotient aus der kinematischen Viskosität und der Temperaturleitfähigkeit a des Gases.

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (2.24)$$

Eine Strömung bildet eine Strömungsgrenzschicht und bei einem Temperaturunterschied auch eine Temperaturgrenzschicht aus. Die Prandtlzahl stellt das Verhältnis der Dicken dieser Grenzschichten zueinander dar.

Es gibt verschiedene Ansätze um die Nußeltzahl zu berechnen. Folgenden Berechnungsmethoden haben gemein, dass sie für turbulente Strömungen gelten. Die Berechnungsmethoden wurden für Rohrströmungen hergeleitet. Bartz und Cinjarew haben Nußeltkorrelationen für Raketenbrennkammern entwickelt. Die Methoden wurden bereits in der Arbeit von Hörger [11] zur Berechnung der Wärmeströme für eine Brennkammer mit C_2H_4/N_2O als Treibstoff herangezogen.

Die einfachste Berechnungsmethode für Nußeltzahlen ist die Dittus-Boelter-Beziehung. Diese kann für eine erste Abschätzung verwendet werden [26].

$$Nu_m = 0,023 Re_d^{0,8} Pr^n \quad (2.25)$$

Die Dittus-Boelter-Beziehung gilt für turbulente, voll entwickelte Strömungen in einem Rohr, in folgendem Bereich:

$$10000 \leq Re_d \qquad 0,7 \leq Pr \leq 160 \qquad 10 \leq L/d \leq \infty$$

Für den Exponenten n gilt: Wenn $T_{wand} < T_{gas}$ folgt $n=0,3$; wenn $T_{wand} > T_{gas}$ ergibt sich $n=0,4$.

Eine weitere Nußelt-Korrelation ist aus dem Vorlesungsskript ‚Wärmeübertragung‘ von Prof. Weigand und Prof. von Wolfersdorf der Universität Stuttgart entnommen [26].

$$Nu_m = 0,0235 (Re_d^{0,8} - 230) (1,8 Pr^{0,3} - 0,8) \left[1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14} \quad (2.26)$$

Der Gültigkeitsbereich hier liegt bei:

$$3000 \leq Re_d \leq 10^6 \qquad 0,6 \leq Pr \leq 500 \qquad 1 \leq L/d \leq \infty$$

Nach Gnielinski kann die Nußeltzahl wie folgt berechnet werden [27]:

$$Nu_m = \frac{\xi/8 (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\xi/8 (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}} \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (2.27)$$

mit

$$\xi = (1,82 \log(Re) - 1,64)^{-2} \quad (2.28)$$

Die Gleichungen gelten für den Bereich

$$2300 \leq Re_d \leq 10^6$$

$$0,6 \leq Pr \leq 10^5$$

$$l/d \geq 1$$

In Gl. (2.27) fließt der Widerstandsbeiwert ξ des durchströmten Rohres ein. Die Formel nach Gnielinski ist geeignet für turbulente Strömungen in Rohren.

Bartz leitete eine weitere Gleichung zur Berechnung der Nußeltzahl her [28].

$$Nu_m = 0,026 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{d_t}{r_{BK}} \right)^{0,1} \sigma_b \quad (2.29)$$

$$\sigma_b = \frac{1}{2} \left[\frac{T_{wand}}{T_{stau}} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2 \right) + 1 \right]^{-0,68} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2 \right)^{-0,12} \quad (2.30)$$

Während bei den vorangegangenen Nußelt-Korrelationen die Stoffwerte bei der mittleren Temperatur zwischen dem Heißgas und der Wand ermittelt werden, beziehen sich die Stoffwerte hier auf die mittlere Temperatur zwischen dem Staupunkt und der Wand. d_t ist hier der Dusenalsdurchmesser und r_{BK} der Radius der Brennkammer.

Zur Berechnung der Stautemperatur fließt der Recoveryfaktor rec und die statische Temperatur T_{stat} ein. Der Recoveryfaktor beinhaltet auftretende Verluste und liegt im Bereich zwischen 0,8 und 0,9.

$$T_{stau} = T_{stat} + rec(T_{hg} \eta_{c^*}^2 - T_{stat}) \quad (2.31)$$

Die statische Temperatur kann mit der Isentropenbeziehung berechnet werden:

$$T_{stat} = \frac{T_{hg}}{1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2} \quad (2.32)$$

2.4. Strömung durch poröse Materialien

Als Injektor kommen in der eingesetzten Brennkammer poröse Materialien der Firma GKN zum Einsatz. Die Werkstücke bestehen aus gesinterten Bronzekugeln und haben die Bezeichnung SIKA-B. Je nach Größe der Bronzekugeln gibt es unterschiedlich dicht gepackte Materialien. Die Sintermetalle finden in der Regel als Filter Anwendung. Die Zahl hinter der Bezeichnung gibt den Filtergrad des Materials an. SIKA B-200 sind dabei die größten Filter und SIKA B-8 die Feinsten.

Wenn die Bronzekugeln im Sinterprozess durch Diffusion, unter Druck und Wärme, zusammenwachsen, verbleiben Hohlräume zwischen den Kugeln. Gibt es eine Verbindung zwischen diesen Hohlräumen kann ein Medium hindurchfließen. Das Verhältnis aus Hohlraumvolumen zum Gesamtvolumen eines Körpers wird als Porosität τ definiert. Da die Verteilung der Kugeln unregelmäßig ist, bilden sich auch Hohlräume aus, die abgeschlossen sind bzw. Sackgassen bilden. Diese Poren füllen sich zwar mit dem Medium, werden aber nicht durchströmt. Zusätzlich treten Hohlräume auf, die quer zur Strömungsrichtung verbunden sind und nur im instationären Betrieb, also wenn unterschiedliche Druckniveaus quer zur Strömungsrichtung herrschen, durchströmt werden. Die einzelnen Arten der Porosität kann man zu einer Gesamtporosität zusammenfassen [29]. Eine weitere Definition ergibt sich aus einer flächigen Betrachtung des Materials. Bei einem Schnitt senkrecht zur Strömungsrichtung durch das Material, enthält diese Schnittfläche Anteile mit und ohne Material. Das Verhältnis der Flächenanteile ohne Material dividiert durch den Anteil mit Material ergibt die Flächenporosität.

Ein weiterer Faktor zur Beschreibung der Charakteristik eines porösen Materials ist die Permeabilität. Sie beschreibt die Durchlässigkeit eines Materials für ein Medium. Je höher die Permeabilität, umso durchlässiger ist das Material. Ist die Permeabilität gering kann weniger Medium durch das Material hindurchfließen. Im Extremfall, wenn die Permeabilität Null ist, kann nichts mehr durch das poröse Material strömen.

Für die Anwendung als Injektor ist der bei der Strömung des Treibstoffs durch das poröse Material entstehende Druckverlust von Interesse. Um den Druckverlust zu berechnen hat der französische Ingenieur Darcy 1856 als erster Untersuchungen durchgeführt. Dabei fand er folgenden Zusammenhang [30]:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{\eta_f}{k} v \quad (2.33)$$

In Gl.(2.33) entspricht der Quotient aus dem Druckunterschied dp bei einer bestimmten Lauflänge dx über das Material, dem Quotienten aus der Viskosität des Mediums η_f und der Permeabilität k , multipliziert mit der Darcy-Geschwindigkeit v .

Die Darcy-Geschwindigkeit entspricht dem flächenspezifischen Volumenstrom v . Dieser bildet sich aus dem Volumenstrom \dot{Q} und der Querschnittsfläche A des porösen Materials:

$$v = \frac{\dot{Q}}{A} \quad (2.34)$$

Da die Untersuchungen von Darcy mit Wasser in einer Schüttung durchgeführt wurden, gelten sie nur für inkompressible Fluide mit sehr kleinen Reynoldszahlen und bei laminarer Strömung.

Die Reynoldszahl wird dabei auf den hydraulischen Durchmesser d_h des porösen Materials bezogen [10]:

$$Re = \frac{w d_h}{\eta} \quad (2.35)$$

Für die Berechnung des Druckverlusts des porösen Materials gibt der Hersteller GKN die Forchheimer-Gleichung an. Diese berücksichtigt auch turbulente Strömungen. Sie ergänzt die Darcy-Gleichung um den Term $\frac{\rho}{\beta} w^2$ [31]:

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{\eta}{\alpha} w + \frac{\rho}{\beta} w^2 \quad (2.36)$$

Diese Gleichung berücksichtigt viskose Effekte. β wird als nicht-darcyscher Permeabilitätskoeffizient bezeichnet. Bei hohen Durchflussgeschwindigkeiten gewinnt der zweite Term an Bedeutung, weshalb der Druckverlust überproportional ansteigt. Durch diesen zusätzlichen Term kann der Bereich der turbulenten Strömung recht gut wiedergegeben werden.

Eine weitere bekannte Gleichung zur Berechnung des Strömungswiderstands in Schüttungen ist die Ergun-Gleichung [32]. Sie zeigt Ähnlichkeiten zur Forchheimer-Gleichung auf, und lautet wie folgt:

$$\frac{dp}{L} = 150 \frac{(1 - \tau)^2}{\tau^3} \frac{\mu}{D_p^2} w + 1,75 \frac{(1 - \tau)}{\tau^3} \frac{\rho}{D_p} w^2 \quad (2.37)$$

In diese Gleichung fließen die Porosität τ und der Bezugsdurchmesser D_p , der mittlere Durchmesser der gesinterten Bronzekugeln. Sie bezieht, wie die Forchheimer-Gleichung, mit dem ersten Summanden auf der rechten Seite den laminaren und mit dem zweiten Summanden den turbulenten Strömungsbereich mit ein [29]. Diese Gleichung wurde wie die Gleichung von Darcy für inkompressible Sickerströmungen durch Schüttungen abgeleitet.

Für die Berechnung des Druckverlustes in Kapitel 3.3.1 wird Gl. (2.36) herangezogen.

3. Versuchstriebwerk

In diesem Kapitel werden der Aufbau und die Funktionsweise des Triebwerks beschrieben. Ebenso werden die Messstellen am Versuchstriebwerk für die Datenerfassung aufgezeigt. Die Berechnung des benötigten Massenstroms und Brennkammerdruck (Auslegungspunkt) für das 22N Versuchstriebwerk wird im Anschluss durchgeführt. Zusätzlich wird der sich theoretisch einstellende Druckverlust für den Betrieb in Bi- und Monoprop-Konfiguration berechnet sowie eine Vorauslegung der zu erwartenden Temperaturen während des Betriebs durchgeführt.

3.1. Versuchsaufbau

Die bisher eingesetzten Demonstratortriebwerke [13], [11] wurden kapazitiv gekühlt und hatten daher eine große Masse, um die auftretenden Wärmen abführen zu können. Das neu konstruierte Triebwerk ist regenerativ gekühlt und wurde so konzipiert, dass es weniger Masse besitzt, aber dennoch konventionell herzustellen ist. Es ist modular aufgebaut, d.h. es können verschiedene Injektoren und Brennkammerlängen verbaut werden. Im Wesentlichen besteht das Triebwerk aus 4 Modulen: Der Düse, der Brennkammer, dem Injektordeckel und dem Injektor, der in die Brennkammer eingesetzt wird. Der Brennkammerdurchmesser beträgt 14 mm, der Düsenhalsdurchmesser 4,2 mm. Da der Düsenhals- und der Brennkammerdurchmesser nicht verändert werden, kann eine Variation von L^* über verschiedene Brennkammerlängen realisiert werden siehe Gl. (2.16) und Tabelle 3.

$L^* [m]$	Brennkammerlänge [mm]
0,43	32
0,53	41
0,63	50
0,73	59

Tabelle 3: Brennkammerlängen für verschiedene L^*

Für die Berechnung des Brennkammervolumens, wurde das Volumen des konvergenten Teils der Düse bis zum engsten Querschnitt des Düsenhalses aus den CAD-Daten ausgelesen.

Der Außendurchmesser der Brennkammer beträgt 36 mm. Die vier Kühlkanäle haben 3 mm Durchmesser und sind um 90° in Umfangsrichtung zueinander versetzt angeordnet. Der Mittelpunkt der Kühlkanäle hat einen Abstand von 12,5 mm zur Längsachse des Triebwerks. Die Dicke der Brennkammerwand zwischen Kühlkanal Brennkammer beträgt 4 mm. Durch den modularen Aufbau müssen Düse, Brennkammer und Injektordeckel abgedichtet werden, um das Austreten von Treibstoff zu verhindern. Der Werkstoff dieser Dichtungen ist Graphit. Diese können bis zu Temperaturen von 550 °C eingesetzt werden. Zwischen Düse und Brennkammer sind 2 Dichtungen vorgesehen. Eine Dichtung verhindert das Eintreten von Treibstoff in die Brennkammer und Eine das Austreten aus dem Triebwerk. Zwischen Injektordeckel und Brennkammer wird nur eine Dichtung benötigt. Sie verhindert ebenfalls das Austreten von Treibstoff.

In Tabelle 4 sind die Auslegungspunkte nochmals übersichtlich aufgelistet.

Schub	22 N
Treibstoffzufuhr	Monergol / Diergol
Brennstoff	Ethan (C_2H_6)
Oxidator	Distickstoffmonoxid (N_2O)
Kühlung	Regenerativ Filmkühlung (diergol)
Zündung	Zündkerze / Glühkerze
Werkstoff	Kupferlegierung (CuCr)
L*	0,43 m/0,53 m/0,63 m/0,73 m
Injektor	Poröse Materialien
Düsenhalsdurchmesser	4,2mm
Expansionsverhältnis	1,75

Tabelle 4: Auslegungspunkte und geometrische Randbedingungen

Bild 5 zeigt das Triebwerk in Biprop-Konfiguration mit dem Strömungsverlauf von N_2O durch die Kühlkanäle und von C_2H_6 , welches direkt in den Injektor strömt.

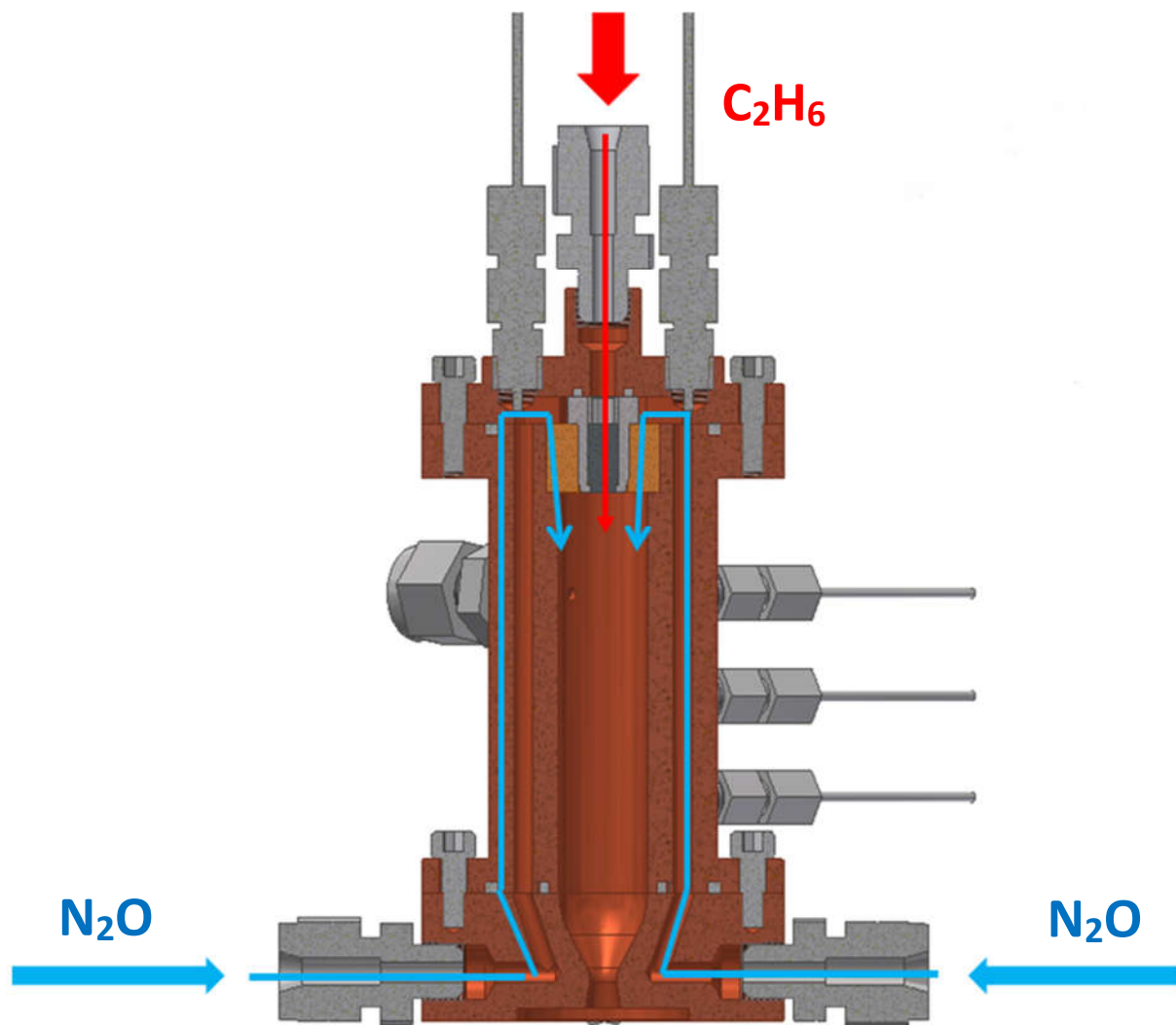


Bild 5: CAD-Zeichnung des Triebwerks in Biprop-Konfiguration als Schnittzeichnung

Die Brennkammer besteht aus einer Kupfer-Chrom-Legierung, um eine gute Wärmeleitung bei ausreichenden mechanischen Eigenschaften zu gewährleisten. Zur Zündung des Treibstoffs ist eine Zündkerze in der Brennkammerwand vorgesehen. Um den Einfluss der Zündungsart zu untersuchen kann alternativ eine Glühkerze mittels Adapter an der Stelle der Zündkerze angebracht werden. Bild 6 zeigt ein Foto des Triebwerks zusammengebaut in der Seitenansicht. Das Triebwerk ist bereits an einem Halter für die Montage in der Testzelle angeschraubt. Die N_2O -Zuleitung teilt sich zweimal auf, bevor sie an die vier Verschraubungen an der Düse montiert ist. Die Zuleitung ist horizontal symmetrisch angeordnet, um denselben Druckverlust für alle vier Kühlkanäle zu erreichen. Die C_2H_6 -Zuleitung führt direkt in den Injektordeckel. Für den monergolen Betrieb wird die C_2H_6 -Zuleitung geschlossen und der vorgemischte Treibstoff gelangt über die Lachgaszuleitung in die Kühlkanäle und von dort über den Injektor in das Triebwerk.

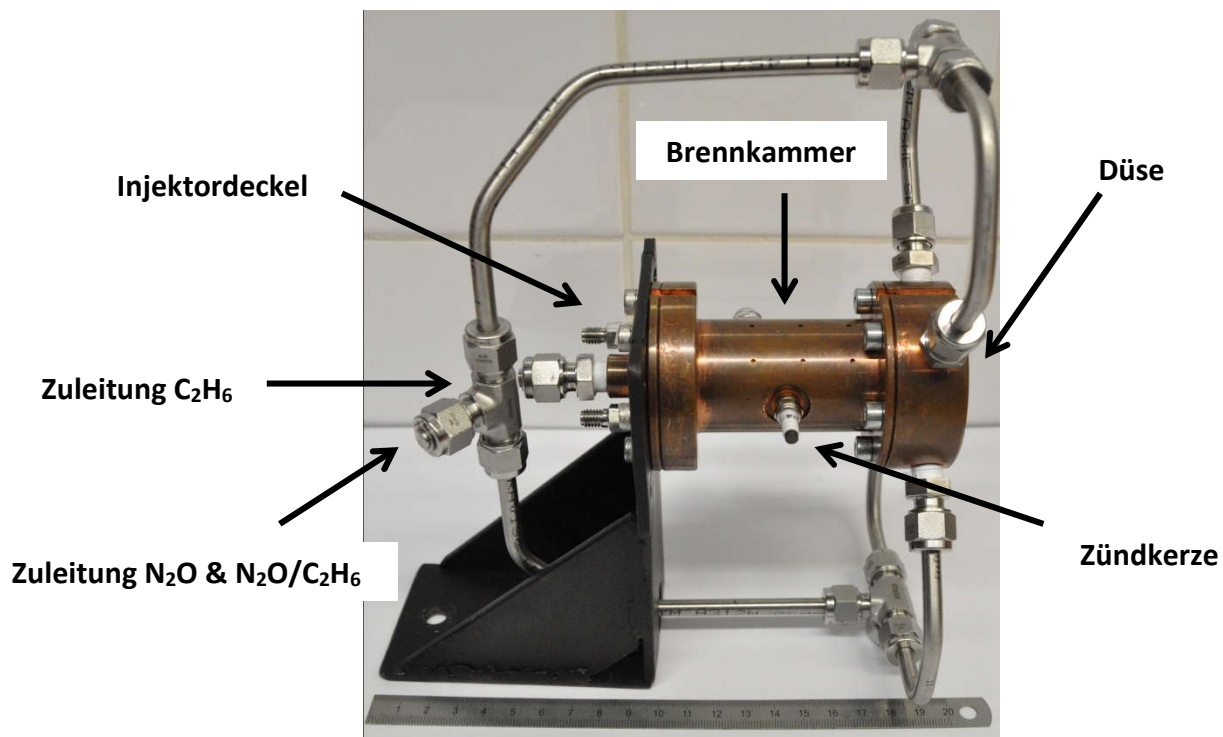


Bild 6: Zusammengebautes Triebwerk mit Zündkerze

Der Injektor besteht im monergolen Betrieb aus einer 18 mm durchmessenden und 10 mm starken Scheibe aus porösem Material. Diese wird in die Brennkammer eingesetzt und durch das Befestigen des Injektordeckels verspannt (siehe Bild 7 links).

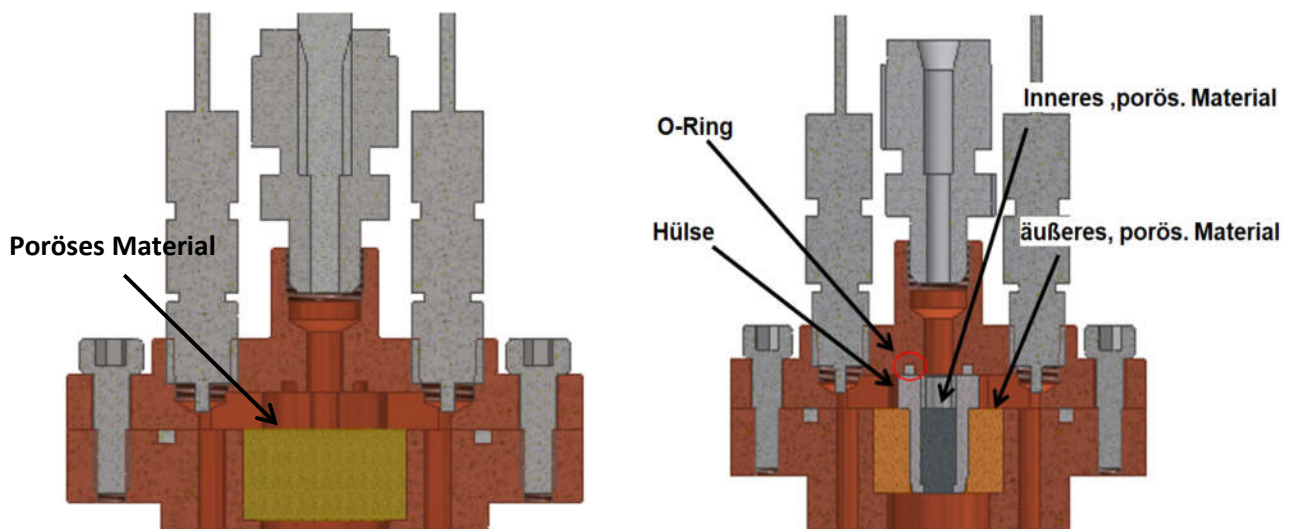


Bild 7: Injektor in Monoprop-Konfiguration (links) und Biprop-Konfiguration (rechts)

Im diergolen Fall besteht der Injektor aus einem äußeren Ring aus porösem Material, der ebenfalls in die Brennkammer eingesetzt wird (siehe Bild 7 rechts). In diesen Ring wird eine Hülse gepresst, in deren Inneren sich ein zweites poröses Material befindet. Das innere Material hat einen Durchmesser von 5 mm und ist 10 mm lang. Durch das innere poröse Material strömt der Brennstoff Ethan. Bei der Montage des Injektordeckels dichtet ein O-Ring zwischen Hülse und Deckel ab, und verhindert ein

Durchmischen beider Medien bevor sie in die Brennkammer strömen. Die porösen Materialien werden in verschiedenen Filtergraden getestet, um den Einfluss des Injektors zu untersuchen. Folgende Feinheiten wurden vom Hersteller GKN bezogen und getestet:

<u>Biprop</u>	<u>Monoprop</u>
SIKA B-30	SIKA B-8
SIKA B-45	SIKA B-30
SIKA B-100	

Tabelle 5: Feinheiten der getesteten porösen Materialien

In Bild 8 sind auf der linken Seite die verschiedenen Geometrien für den Mono- und Bipropbetrieb abgebildet. Ganz links ist das poröse Material für Ethan, in der Mitte das für Lachgas und auf der rechten Seite das Material für den Monopropbetrieb. Im mittleren Bild ist der Injektor in Bipropkonfiguration, von Seiten der Brennkammer abgebildet. Das rechte Bild zeigt den Injektor eingesetzt von der Einströmseite. Durch das innere Material strömt vom Injektordeckel Ethan in die Brennkammer. Das äußere Material wird von Lachgas aus den 4 Kühlkanälen durchströmt.

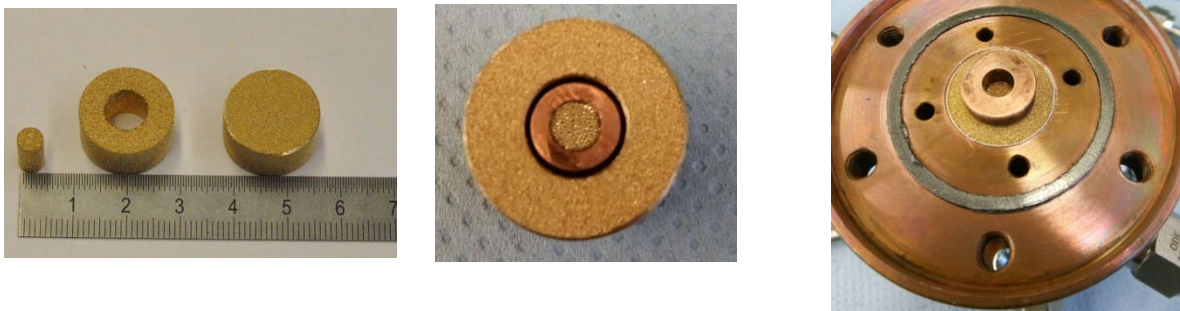


Bild 8: Links: Poröse Materialien; Mitte: Injektor montiert diergol, Blick von Brennkammerseite; Rechts: Injektor in Brennkammer eingebaut, Blick von Injektorseite

Um ein Vorbeiströmen des Treibstoffs am porösen Material zu verhindern, wird das poröse Material mit Teflonband umwickelt und in die Brennkammer eingepresst.

3.2. Messstellen

Die Messstellen am Triebwerk bestehen aus einem Drucksensor, der den statischen Druck in der Brennkammer erfasst, und Thermoelementen im Injektor und in der Brennkammerwand zur Temperaturerfassung. 2 Thermoelemente (Typ K) sind im Injektordeckel montiert. Sie erfassen die Temperatur des Kühlmittels nachdem es aus dem Kühlkanal ausgetreten ist. Aus Redundanzgründen sind zwei Thermoelemente vorgesehen. Auf der linken Seite in Bild 9 sind die Anschlüsse für die

Thermoelemente zu sehen. Auf der rechten Seite von Bild 9 ist eine seitliche Draufsicht des Triebwerks mit dem Anschluss für den Drucksensor zu sehen.

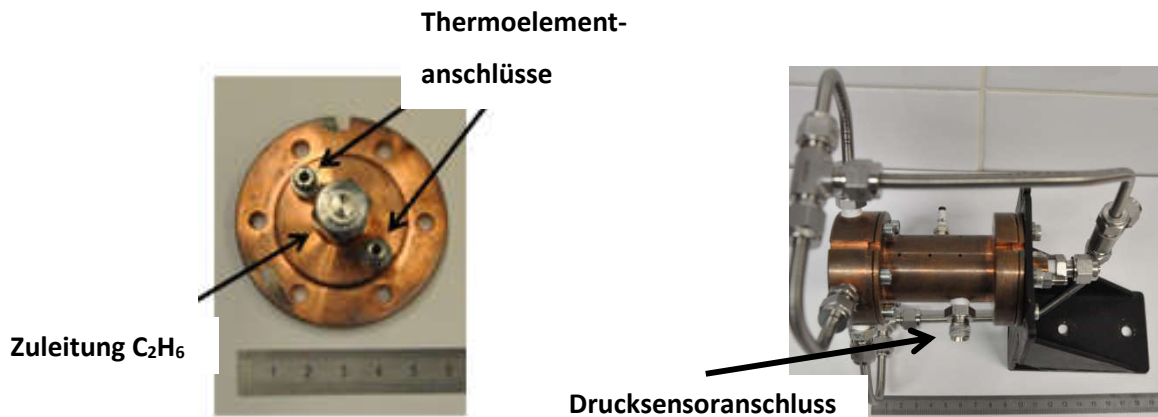


Bild 9: Thermoelemente in Injektordeckel und Drucksensor in der Brennkammerwand

Um den Druck und die Temperatur von Oxidator und Brennstoff zu messen, sind in den Zuleitungen jeweils Drucksensoren und Thermoelemente befestigt. Mit den gemessenen Temperaturen im Injektor und in der Zuleitung kann die aufgenommene Wärme des Kühlmittels im Kühlkanal anhand von Gl. (2.17) bestimmt werden. In der Brennkammerwand sind Längsrichtung der Brennkammer 3 Ebenen mit jeweils 4 Bohrungen zur Temperaturmessung vorgesehen. Die Ebenen haben in Längsrichtung 15 mm Abstand zueinander. In Bild 10 ist der Schnitt durch eine Ebene mit Bohrungen zur Aufnahme der Thermoelemente dargestellt. Das CAD-Bild stellt die Brennkammer im Schnitt quer zur Längsachse dar. Zwei Thermoelemente messen gegenüberliegend die Temperatur in der Brennkammerwand und sind im Bild mit „Temperatur Brennkammerwand“ bezeichnet. Der Abstand zur inneren Brennkammerwand beträgt 2 mm. Zwei weitere Thermoelemente messen, ebenfalls gegenüberliegend, die Temperatur an den Kühlkanälen und sind im Bild mit „Temperatur Kühlkanäle“ bezeichnet. Sie messen im Abstand von 2 mm zum Kühlkanal die Temperatur.

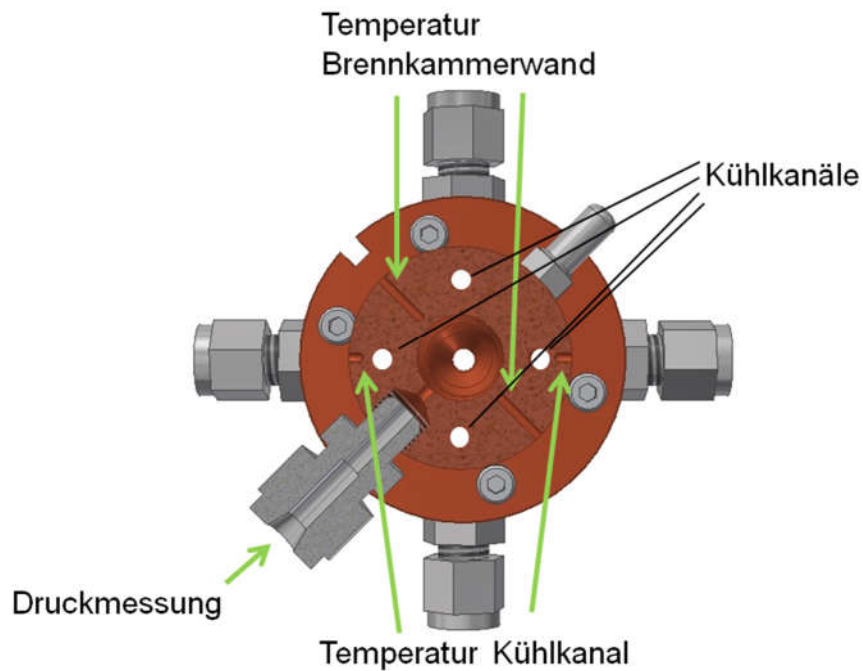


Bild 10: Brennkammer im Schnitt mit Kühlkanälen und Bohrungen für Thermoelemente

In Bild 11 ist das ganze Triebwerk mit allen Sensoren dargestellt. In der Brennkammerwand sind insgesamt 12 Bohrungen (3 Ebenen mit je 4 Bohrungen) für die Montage der Thermoelemente angebracht. Durch die drei Ebenen kann der größte Wärmeeintrag in die Brennkammer, in axialer Richtung lokalisiert werden. Ergibt sich eine ungleiche Temperaturverteilung in den einzelnen Ebenen, kann dies auf eine nichtsymmetrische Verbrennung hinweisen.

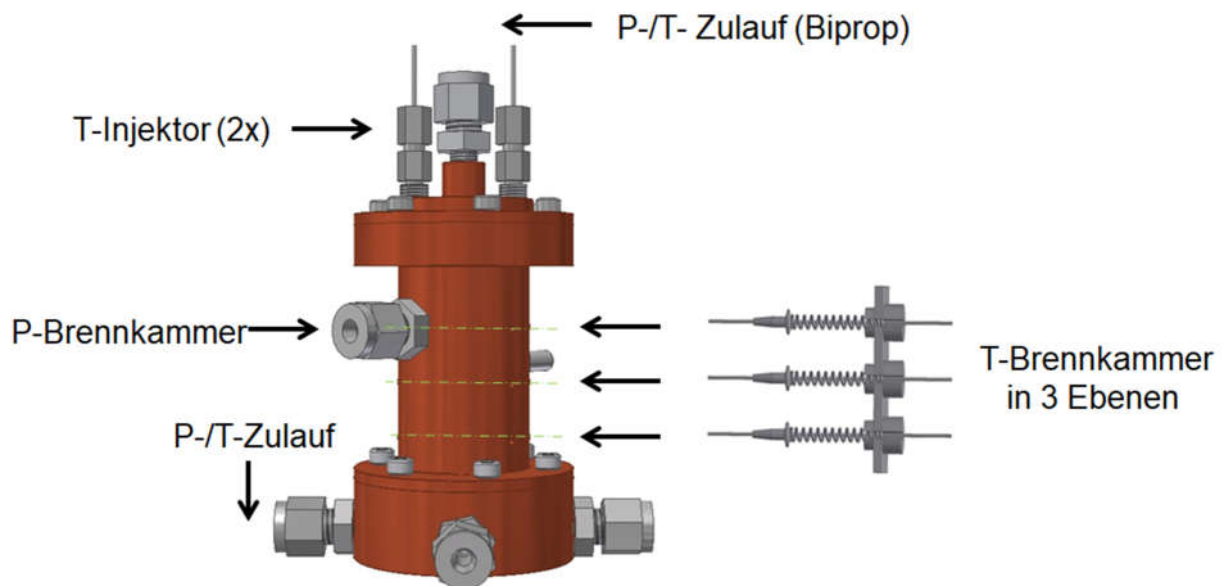


Bild 11: CAD-Bild mit Messstellen

Um ein Abheben der Thermoelemente, und damit ein Verfälschen der Temperaturmesswerte zu verhindern, wurde eine Brücke angebracht, die die Thermoelemente mit einer Feder in die Bohrungen drücken.

In Bild 12 ist auf der linken Seite das Triebwerk mit $L^*=0,73\text{ m}$ im eingebauten Zustand zu sehen. Die Thermoelemente werden in die ‚Thermobrücke‘ eingehängt. Eine Feder drückt das Thermoelement in die Bohrung. Auf der rechten Seite von Bild 12 ist ein einzelnes Thermoelement zu sehen.

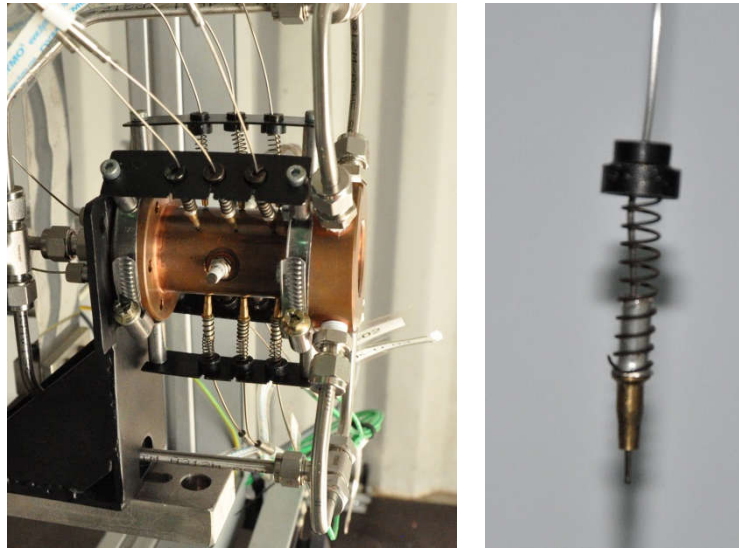


Bild 12: Links: Triebwerk im Prüfstand mit Sensoren montiert; Rechts: Einzelnes Thermoelement

3.3. Auslegung

Der Treibstoffmassenstrom berechnet sich durch Umformen von Gl. (2.9), unter der Annahme eines spezifischen Impulses von 300 s und einer Fallbeschleunigung von $9,81\text{ m/s}^2$ mit einem Schub von 22 N zu:

$$\dot{m} = \frac{F}{I_{sp}g_0} = 7,48\text{ g/s}$$

In den Tests werden verschiedene Massenströme, bei verschiedenen Mischungsverhältnissen ROF eingestellt. Dadurch kann der Einfluss des Massenstroms und des ROF auf die Leistungsparameter wie c^* und η_{c^*} sowie der Wärmestrom \dot{Q} bestimmt werden. In Bild 13 sind die Massenströme von Brennstoff über Oxidator aufgetragen. Die Ursprungsgeraden stellen verschiedene ROF dar. Entlang dieser Geraden erhält man verschieden Massenströme. In dem Diagramm sind auch die Geraden für verschiedene, konstante Massenströme abgebildet. Mit diesem Diagramm kann das ROF und der Massenstrom für den Brennstoff und Oxidator für unterschiedliche Gesamtmassenströme abgelesen werden.

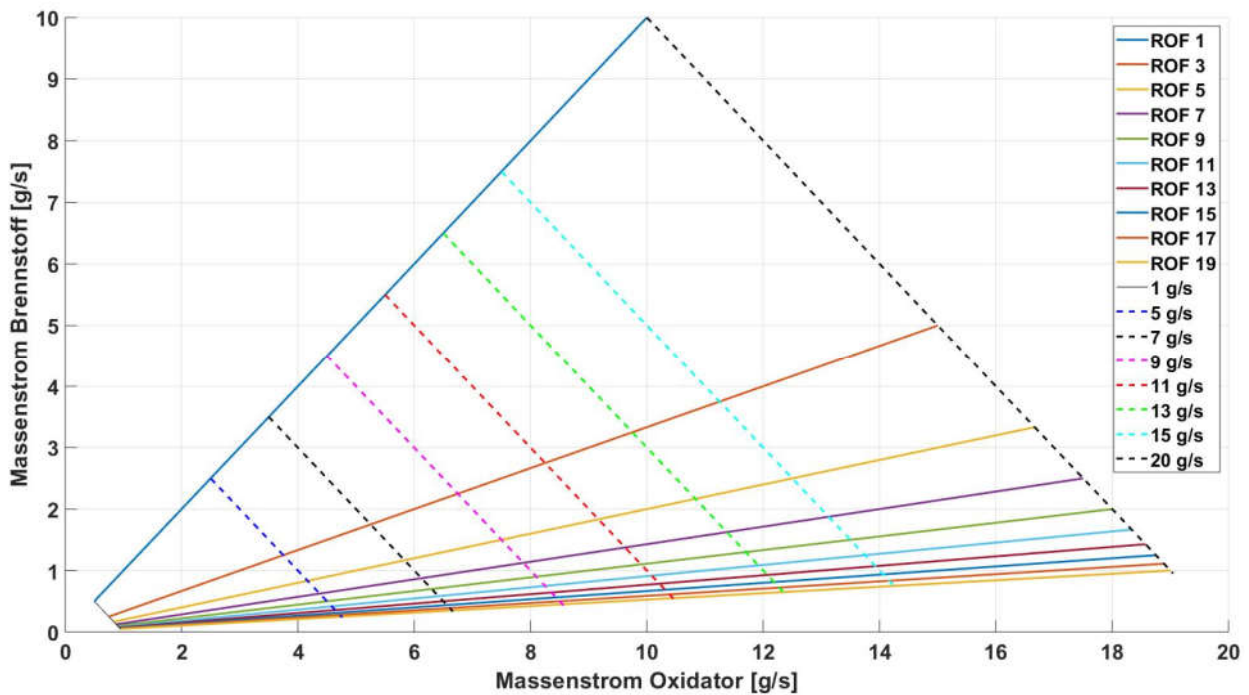


Bild 13: ROF bei verschiedenen Massenströmen

Bei stöchiometrischer Verbrennung ergeben sich nach Gl. (2.2) und Gl. (2.3) für den Oxidator- und Brennstoffmassenstrom:

$$\dot{m}_{Ox} = 6,81 \text{ g/s}$$

$$\dot{m}_{Fu} = 0,66 \text{ g/s}$$

Aus vorherigen Versuchen mit dem Treibstoffgemisch Ethen und Lachgas ergab sich eine charakteristische Geschwindigkeit von maximal 1560 m/s [9]. Für Ethen und Lachgas wurde ein Wert von 1500 m/s angenommen. Setzt man diesen Wert in Gl. (2.11) ein ergibt sich ein Brennkammerdruck von

$$p = \frac{\dot{m}c^*}{A_t} = 8,09 \text{ bar}$$

Zur Abschätzung des Triebwerkverhaltens für verschiedene Treibstoffzusammensetzungen, Brennkammerdrücke und Treibstoffeintrittstemperaturen wurde der resultierende I_{sp} und die dabei auftretenden Verbrennungstemperaturen aus CEA [6] ausgelesen und in einem Diagramm dargestellt. In Bild 14 ist der Verlauf von I_{sp} und T_{Verbr} über dem ROF aufgetragen. Der maximale I_{sp} liegt etwa bei ROF=7 mit 298 s bei 8 bar Brennkammerdruck und $\epsilon=40$. Der I_{sp} wurde für 2 Treibstofftemperaturen berechnet (10 °C/150 °C). Im Fall der höheren Temperatur liegt das Maximum über 300 s und ist zu einem brennstoffreicheren Gemisch mit ROF=6,8 verschoben. Die maximale Verbrennungstemperatur stellt sich bei einem ROF von etwa 9 ein. Wie beim I_{sp} steigt T_{Verbr} wenn die Eintrittstemperatur des Treibstoffs steigt. Im brennstoffreichen Bereich fallen I_{sp} und T_{Verbr} wesentlich steiler ab als im oxidatorreichen Bereich.

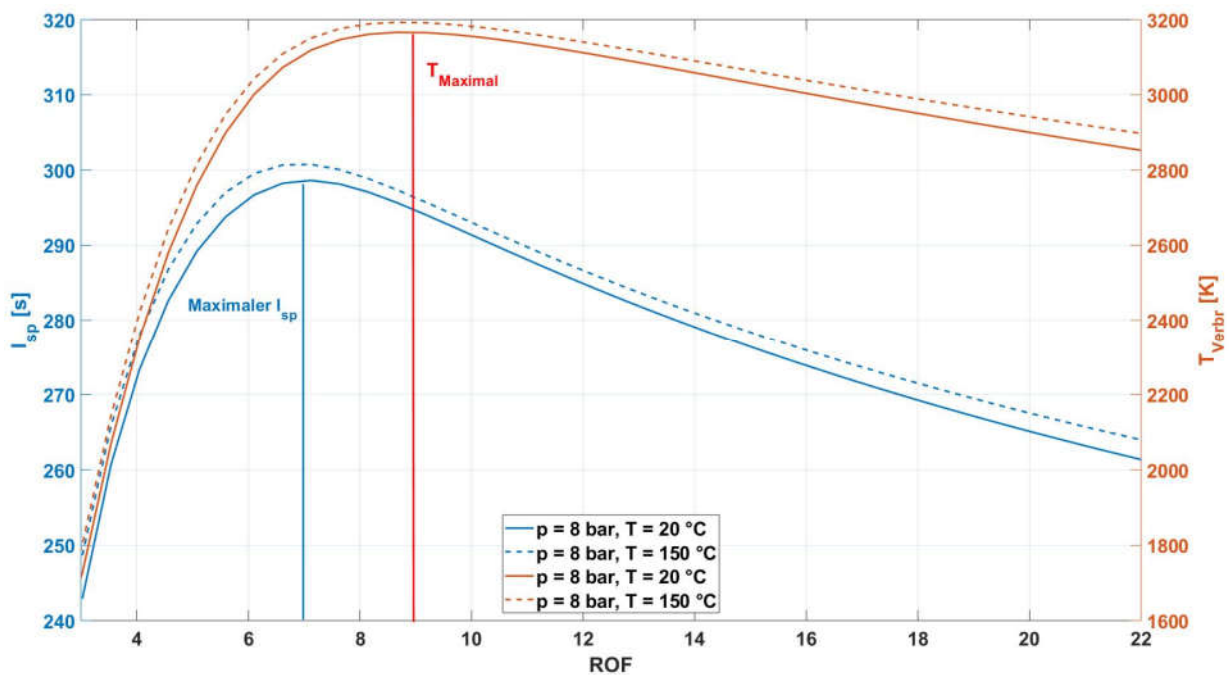


Bild 14: I_{sp} und Verbrennungstemperatur über ROF für $\text{C}_2\text{H}_6/\text{N}_2\text{O}$ (NASA CEA: $\epsilon=40$; frozen at throat)

Ein ähnliches Verhalten zeigt sich bei der charakteristischen Geschwindigkeit c^* in Bild 15, wenn diese ebenfalls über das ROF aufgetragen wird. Hier liegt das Maximum wie beim I_{sp} etwa bei $\text{ROF}=7$. Bei 8 bar Brennkammerdruck und einer Eintrittstemperatur von $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ des Treibstoffs in die Brennkammer erreicht c^* maximal 1626 m/s [6]. Bei gleichem Brennkammerdruck aber einer höheren Eintrittstemperatur des Brennstoffs von $150 \text{ }^{\circ}\text{C}$ erreicht c^* 1640 m/s [6]. Ebenso fällt c^* bei brennstoffreicher Verbrennung schneller als bei oxidatorreicher.

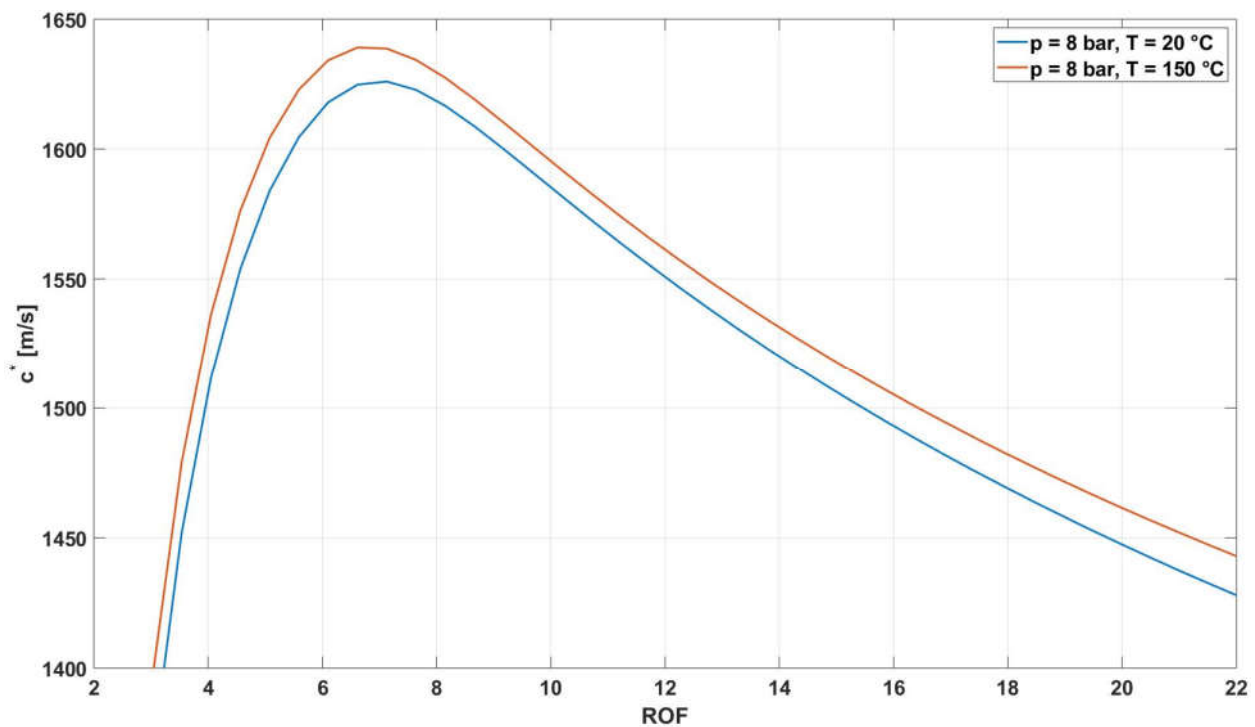


Bild 15: Charakteristische Geschwindigkeit über ROF für $\text{C}_2\text{H}_6/\text{N}_2\text{O}$ (NASA CEA: $\epsilon=40$; frozen at throat)

3.3.1. Berechnung der Druckverluste

Für eine Abschätzung der erreichbaren Massenströme wurde der Druckverlust des Injektors berechnet. Der Massenstrom ist durch den Dampfdruck in den Druckgasflaschen und dem Druckverlust in den porösen Materialien des Injektors begrenzt. Anhand der Vorauslegung des Druckverlustes der porösen Materialien kann eine Abschätzung der maximal möglichen Masseströme für N_2O und C_2H_6 erfolgen. Wenn der maximal mögliche Druck in den Zuleitungen bekannt ist, kann mit dem Druckverlust im Injektor der Massestrom abgeschätzt werden. Die Berechnung des Druckverlustes wurde in dieser Arbeit mit der Forchheimer-Gleichung Gl.(2.36) durchgeführt. Die Gleichung nach Darcy (2.33) wurde für Medien mit geringer Strömungsgeschwindigkeit, in der die Reibung die Viskosen Kräfte überwiegt, abgeleitet. Für die Ergun-Gleichung (2.37) wird der Bezugsdurchmesser benötigt, welcher aber für die eingesetzten Medien unbekannt ist. In der Arbeit von Hauck [10] wurde der Druckverlust von porösen Materialien mithilfe einer angepassten Forchheimer-Gleichung berechnet. Die Anpassung der abgeleiteten Koeffizienten muss jedoch für jede Porosität des Materials und für jedes Fluid getrennt erfolgen. Die hier verwendeten Materialien wurden zuvor nicht detailliert untersucht, daher liegen keine Koeffizienten für die Anpassung vor. Für eine erste Abschätzung fand aus den zuvor genannten Gründen die vom Hersteller angegebene Forchheimer-Gleichung Anwendung.

Da sich die Geometrien des Injektors im monergolen und im diergolen Fall unterscheiden, ergeben sich unterschiedliche Druckverluste. In Bild 16 ist der Druckverlust für den monergolen Fall für ein SIKA B-45 mit einem ROF von 7 dargestellt. Der Injektor besteht aus einem einzigen porösen Material. In dem Diagramm in Bild 16 sind die Druckverluste in Abhängigkeit des Vordrucks und der Eintrittstemperaturen über dem Massenstrom aufgetragen.

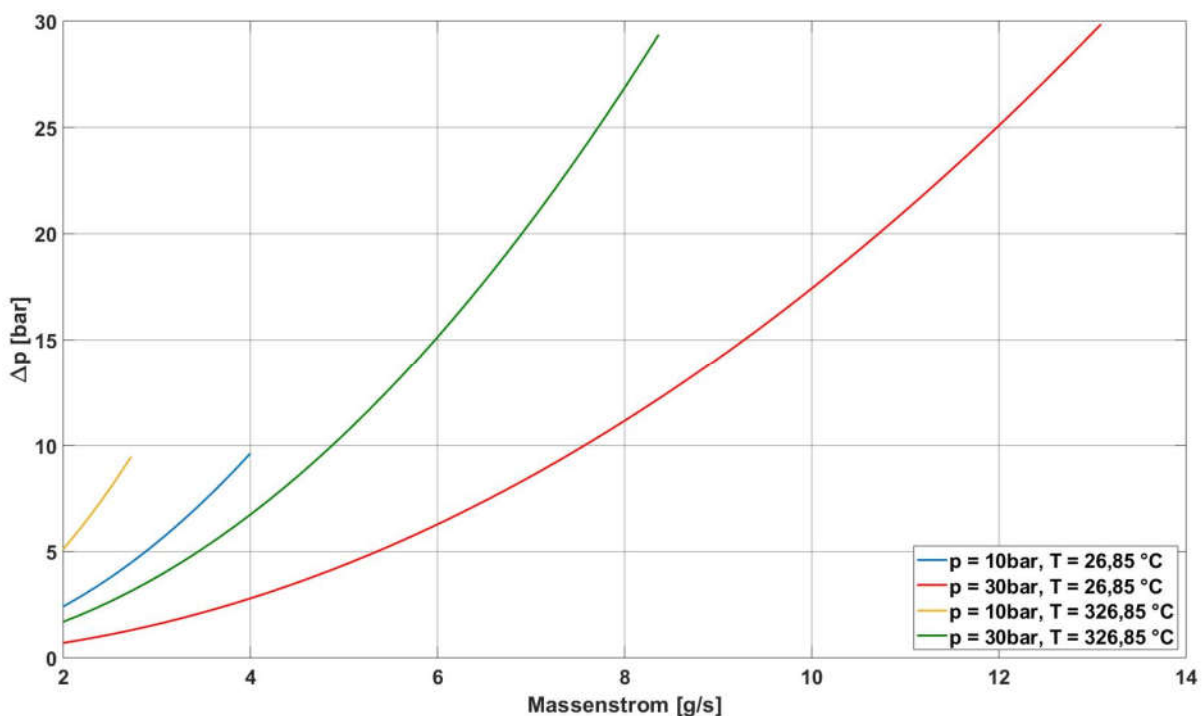


Bild 16: Druckverlustberechnung Monopropellant

Die Stoffdaten für den vorgemischten Treibstoff wurden REFPROP [33] entnommen. In Bild 16 wurde ein stöchiometrisches Gemisch von $\text{N}_2\text{O}/\text{C}_2\text{H}_6$ angenommen. Aus Gl.(2.36) kann entnommen werden, dass ein höherer Vordruck, bei gleicher Temperatur, einer höheren Dichte entspricht. Damit sinkt der Volumenstrom, bei gleichem Massenstrom welcher der Quotient aus Massenstrom und Dichte ist. Bei reduziertem Massenstrom sinkt auch der Druckverlust Δp . Bei höherer Temperatur und gleichem Druck erhöht sich die Strömungsgeschwindigkeit wenn der Massenstrom gleich bleibt. Somit erhöht sich nach Gl.(2.32) auch Δp , da w und w^2 steigen. Aus Bild 16 kann entnommen werden, dass die Eintrittstemperatur einen großen Einfluss auf den Druckverlust hat. Als Eintrittstemperaturen wurden 300 K und 600 K angenommen. In dem Diagramm in Bild 16 werden die Linien der Druckverluste nicht mehr weitergeführt, wenn der Druckverlust dem Eingangsdruck (10 bar und 30 bar) entspricht. Ein höherer Massenstrom ist bei dem gegebenen Vordruck und der Eingangstemperatur nicht möglich. Im diergolen Betrieb muss der Druckverlust für zwei Massenströme betrachtet werden. N_2O strömt im diergolen Fall durch den äußeren Ring aus porösem Material. Wie im monergolen Fall ist der Druckverlust mit der Forchheimer-Gleichung berechnet und in Bild 17 dargestellt. Wie im monergolen Fall ist der Druckverlust für zwei unterschiedliche Eingangstemperaturen und zwei Eingangsdrücke eingezeichnet. Das Kühlmedium ist für den diergolen Fall N_2O .

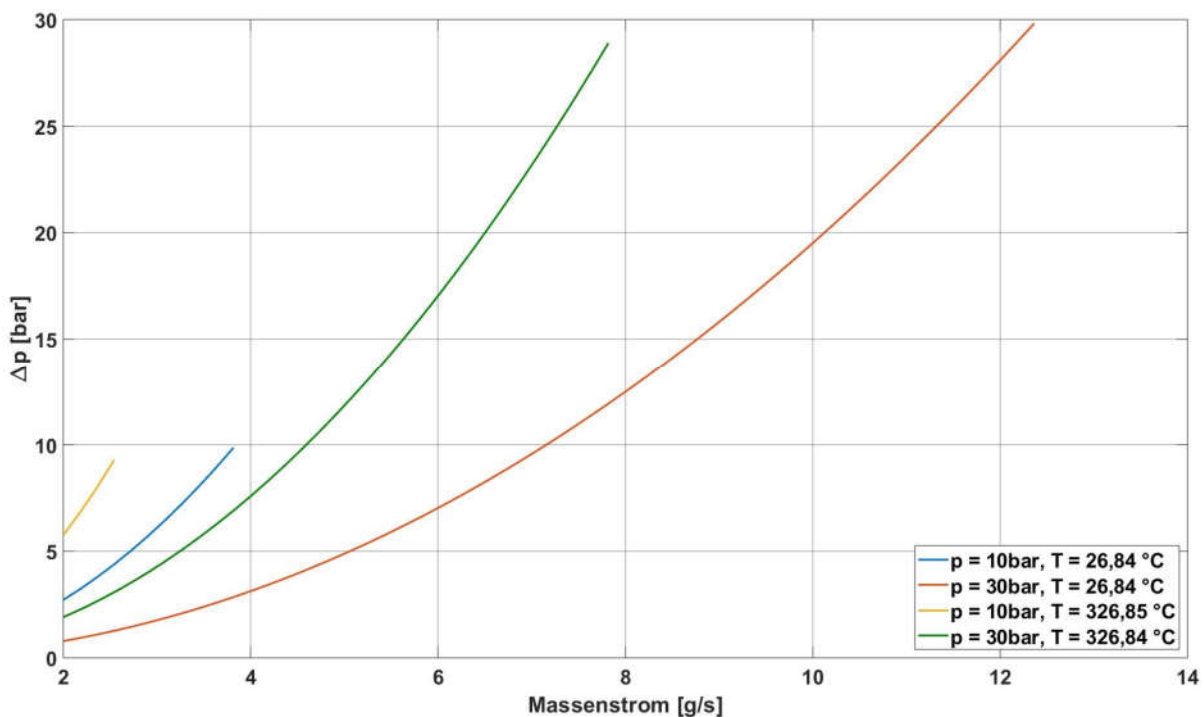


Bild 17: Druckverlustberechnung für N_2O im Bipropellant-Betrieb

In Bild 18 ist der Druckverlust des porösen Materials für C_2H_6 über dem Massenstrom dargestellt. C_2H_6 strömt direkt in den Injektor ohne durch die Kühlkanäle geleitet zu werden und sich zu erwärmen. Daher sind nur die Druckverluste für zwei unterschiedliche Vordrücke bei identischen Temperaturen berechnet. Im Vergleich zum äußeren porösen Material (Bild 17) ist der maximal mögliche Massenstrom für das innere poröse Material (Bild 18) deutlich kleiner. Der geringere Massenstrom ist im Vergleich zum N_2O -Massenstrom hauptsächlich auf die kleinere Querschnittsfläche des porösen Materials für den Brennstoff zurückzuführen.

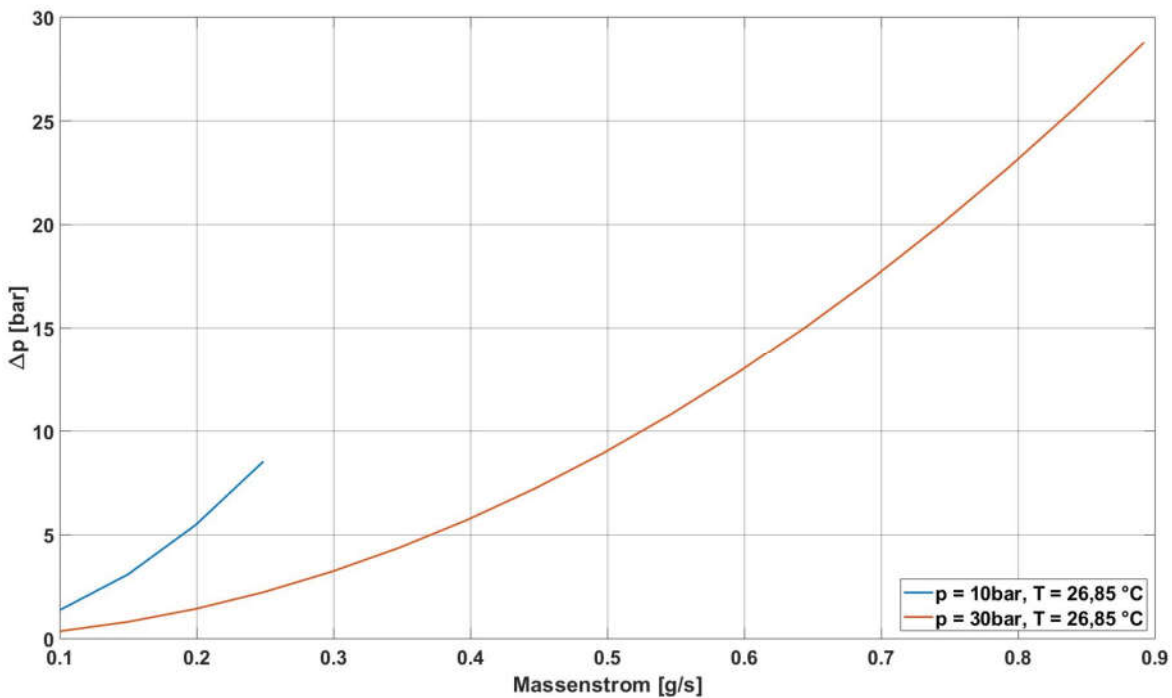


Bild 18: Druckverlustberechnung für C_2H_6 im Bipropellant-Betrieb

3.3.2. Regenerative Kühlung des Triebwerks

Das verwendete Triebwerk besitzt 4 Kühlkanäle im Gegenstromprinzip (siehe Bild 19). Der Kühlmittelstrom tritt dabei an der Düse ein, durchläuft anschließend axial die Brennkammerwand und verlässt den Kühlkanal im Übergang zum Injektordeckel, um dann durch das poröse Material in die Brennkammer einzutreten. In Bild 19 ist die CAD-Zeichnung des Triebwerks im Halbschnitt zu sehen. Die Konfiguration auf der linken Seite in Bild 19 stellt den diergolen Fall dar, in dem Oxidator und Brennstoff getrennt in das Triebwerk gelangen. Auf der rechten Seite in Bild 19 trennt im Injektordeckel eine Hülse (als „Hülse“ bezeichnet und grau dargestellt) beide Medien. In diese Hülse ist ein rundes poröses Material eingepresst, durch das Ethan in die Brennkammer strömt. Die Hülse wiederum ist in das ringförmige poröse Material durch die N_2O strömt, eingepresst. Zur Abdichtung befindet sich ein O-Ring aus FFKM zwischen Injektordeckel und Hülse.

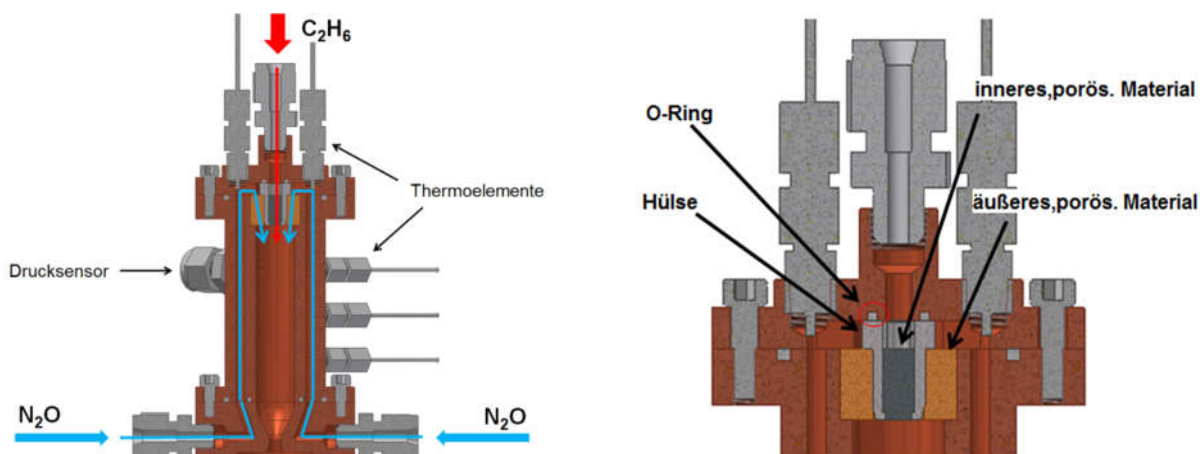


Bild 19: Links: Triebwerk in Biprop-Konfiguration als CAD im Schnitt. Rechts: Injektor vergrößert

Zur Abschätzung der Kühlkanalaustrittstemperatur wurde der Wärmeübergang mit den Nußeltkorrelationen aus Kapitel 2.3 berechnet. Die Grundlage bilden die Verbrennungstemperaturen aus CEA und die Stoffdaten aus REFPROP. Mit den Verbrennungstemperaturen konnten die Nusseltkorrelationen und damit die Wärmeübergangszahl berechnet werden. Unter der konservativen Annahme, dass die gesamte auf die Brennkammerwand übertragene Wärmemenge von dem Kühlmittelstrom aufgenommen wird, wurde die Kühlkanalaustrittstemperatur ermittelt. Diese Annahme vereinfacht die Berechnung, da die Wärmeleitung in der Brennkammerwand und der Wärmeübergang von der Kühlkanalwand auf das Fluid unberücksichtigt bleiben. In Bild 20 ist die Kühlkanalaustrittstemperatur für die verschiedenen Nußelt-Korrelationen in Abhängigkeit des ROFs aufgetragen. Zur Berechnung der Kühlkanalaustrittstemperatur in Bild 20 wurden folgende Annahmen getroffen: Kühlkanaleintrittstemperatur=10 °C, Brennkammerwandtemperatur=1000 K, Brennkammerdruck=8 bar, $\eta_{c^*}=95\%$, Recovery-Faktor=0,85. Für unterschiedliche ROF ergeben sich unterschiedliche Verbrennungstemperaturen. Die maximale Verbrennungstemperatur liegt wie in Kapitel 3.3 beschrieben etwa bei ROF=9. Auffällig ist die Kühlkanalaustrittstemperatur, berechnet mit der Korrelation nach Bartz. Die berechnete Temperaturerhöhung liegt über ein Drittel höher als bei anderen Korrelationen. Der Verlauf der Kurven entspricht dem Verlauf der Verbrennungstemperatur aus Bild 14. Mit dem Treibstoff N_2O/C_2H_4 wurde bereits ein Vergleich zwischen der berechneten und der gemessenen Wärme mit Hilfe der verschiedenen Nußelt-Korrelationen in [34] durchgeführt. Die Analyse ergab eine gute Übereinstimmung der gemessenen Wärmeströme zu den mit Bartz berechneten im Bereich $ROF < 5$ und größer $ROF > 13$. Im Bereich $5 < ROF < 11$ konnte eine recht gute Übereinstimmung der gemessenen Wärmeströme mit den Werten von Cinjarew und Gnielinski beobachtet werden.

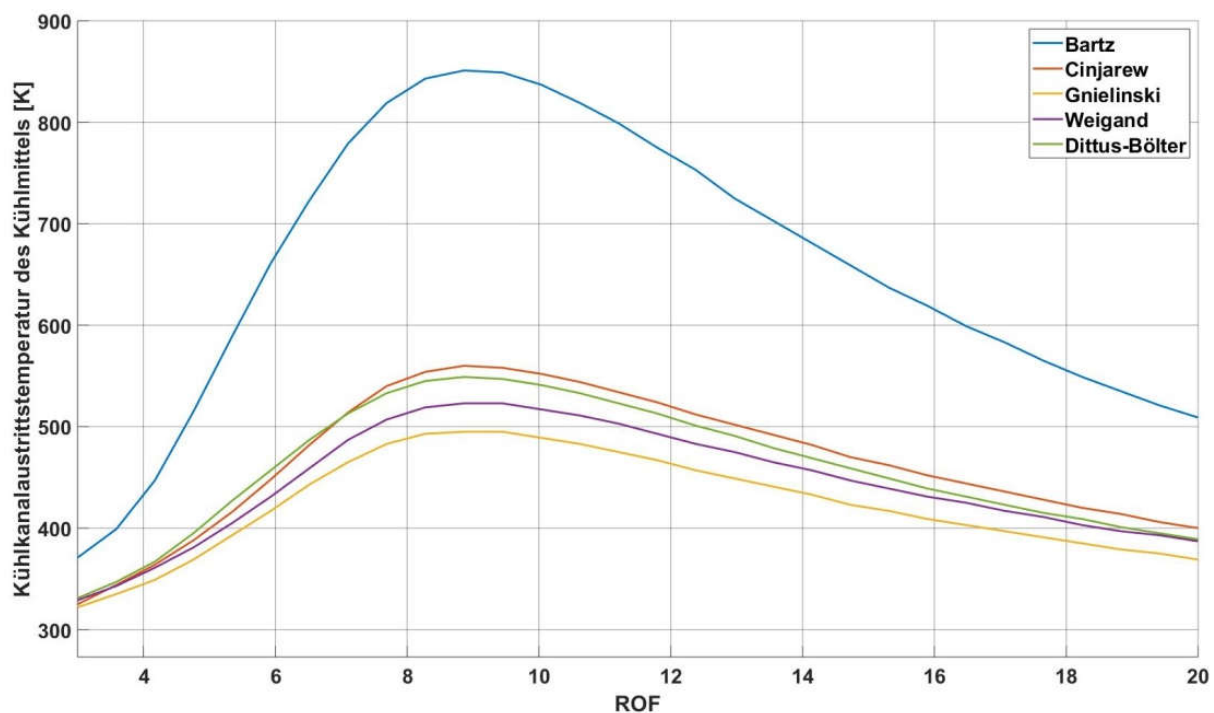


Bild 20: Kühlkanalaustrittstemperaturen für verschiedene ROF

Das Triebwerk ist aus einer CuCr-Legierung gefertigt. Nach [35] liegt die Erweichungstemperatur von CuCr bei 750K. Verhält sich der Wärmestrom für die ROF-Bereiche wie in [34] kann von einer maximalen Kühlkanalaustrittstemperatur von 560K ausgegangen werden. Diese Temperatur stellt sich im stationären Betrieb ein, wenn die Dauer des Versuchs ausreichend lange ist.

4. Versuchsdurchführung

Die Durchführung der Versuche fand auf dem Testfeld M11.5 des DLR-Standorts Lampoldshausen statt. Der Prüfstand M11 ist Teil des Instituts für Raumfahrtantriebe. Die Tests finden in einem umgebauten Container statt. In dem Container befindet sich der Aufbau, sowie das Mess- und das Steuersystem (Bild 21).

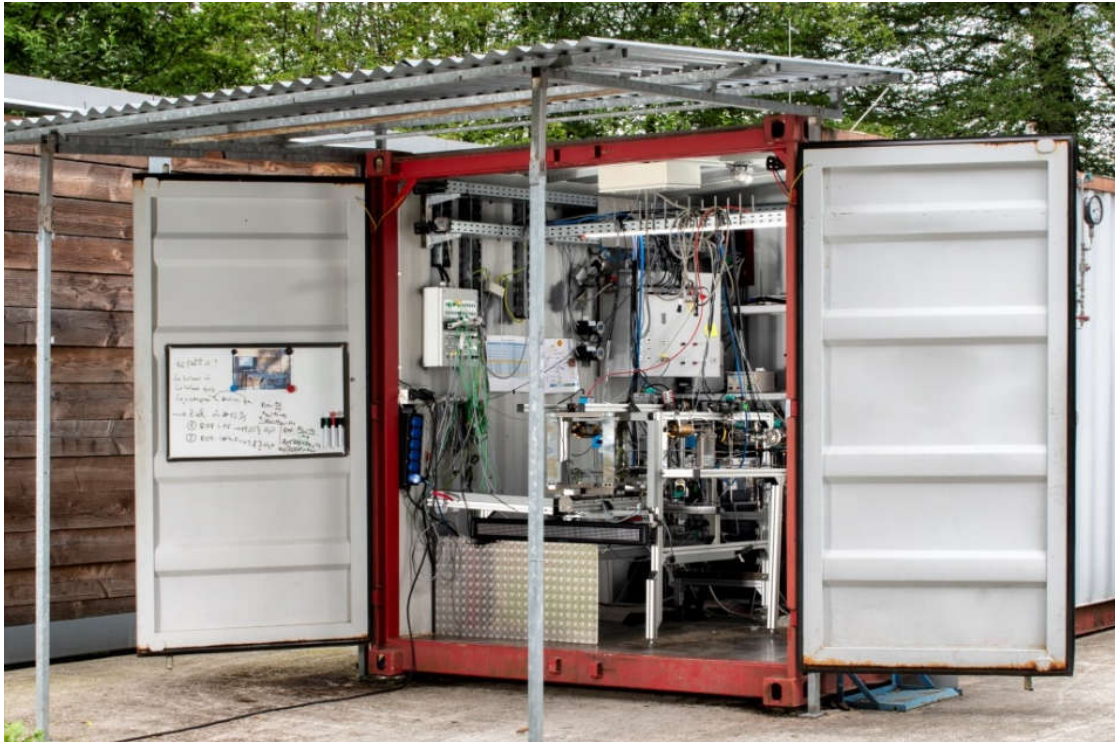


Bild 21: Testcontainer am M11

Im Container ist der Bereich von Fluidsystem und Triebwerk durch eine Wand vom Mess- und Steuerbereich getrennt. Während der Versuchsdurchführung erfolgt der Zugriff auf die Computer remote von einem Kontrollraum in einiger Entfernung. Die Versorgung mit Stickstoff N_2 erfolgt zentral. Ethan und Lachgas speisen sich aus Druckflaschen seitlich, außerhalb des Containers. Um Temperatur und damit Druckabfall des Lachgases während der Entnahme zu verringern, sind mehrere Druckgasflaschen parallel angeschlossen. Der Zuleitungsdruck zum Triebwerk wird über Druckminderer eingestellt. Um den Massenstrom einzustellen sind in den Zuleitungen Regelventile verbaut. Um die im Versuch gewünschten Drücke und Massenströme zu erreichen, werden der Druck und der Öffnungsgrad der Regelventile vor jedem Versuch im Cold-Flow eingestellt. Die Bestimmung der Massenströme von Lachgas und Ethan erfolgt über Corioli in den Zuleitungen. In den Versuchen läuft die Steuerung der Ventile in einer programmierten Sequenz ab. In der Versuchssequenz können für die Messdaten Grenzwerte eingegeben werden. Werden die Grenzen über bzw. unterschritten (je nach Programmierung) löst die sogenannte „Redline“ aus und der Versuch wird abgebrochen. Im Anschluss an den Abbruch werden die Zuleitungen und das Triebwerk mit N_2 gespült.

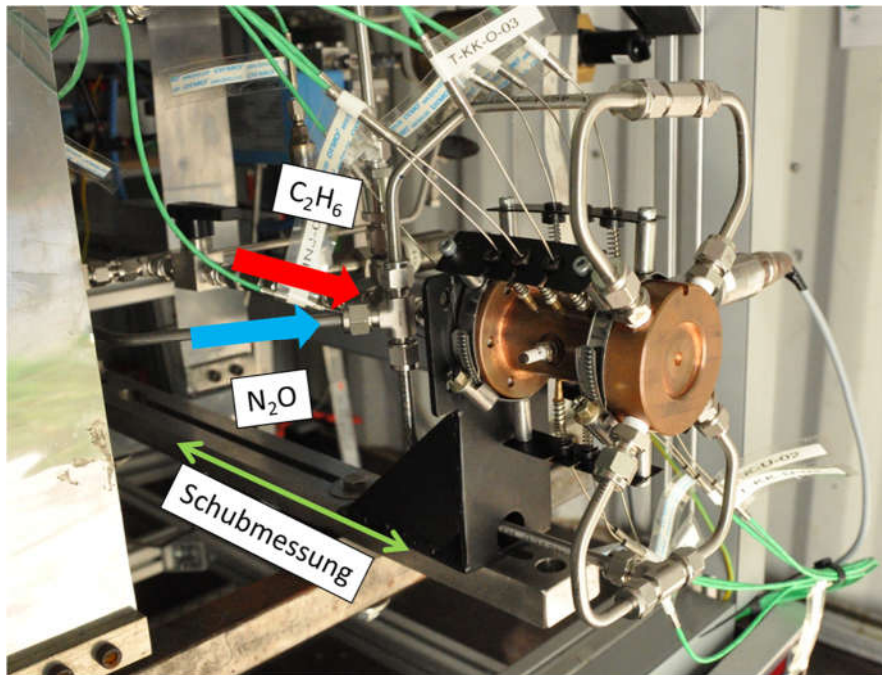


Bild 22: Triebwerk montiert in der Testzelle

Der Schub wird über eine Schubmessdose aufgezeichnet. Das Triebwerk ist auf einer pendelnd gelagerten Schiene montiert. Das Pendel minimiert Reibungseinflüsse. Die Schubmessdose ist zwischen dem Ende der Schiene und dem Rahmen des Aufbaus befestigt. Der Fluidplan, die Sensorliste und eine Auflistung der Messstellen befinden sich im Anhang. Die Steuerung der Automatikventile und die Messdatenerfassung findet mit einem ADwinsystem (ADwin-Pro II) statt. Die Schnittstelle zum Bediener ist eine Labview-Oberfläche.

In Bild 23 sind die Zuleitungen in das Triebwerk dargestellt. Für den diergolen Betrieb ist Ventil 1 zu schließen und Ventil 2 zu öffnen. Im vorgemischten Fall ist Ventil 2 zu schließen und Ventil 1 zu öffnen. Die Zuleitungen für Lachgas und Ethan sind mit einem T-Stück verbunden, in dem sich der N_2O/C_2H_6 durchmischen, und dann in den Kühlkanal des Triebwerks strömen.

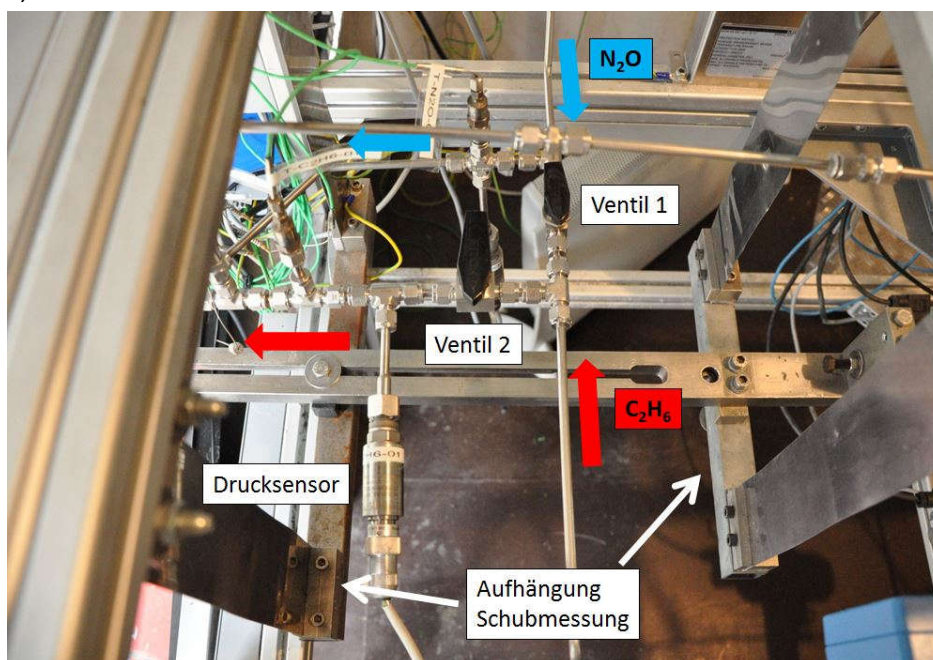


Bild 23: Zuleitungen in der Draufsicht (vorgemischter/monergoler Betrieb)

5. Ergebnisse der Heißgasversuche

5.1. Versuchsübersicht

Im Rahmen dieser Arbeit fanden Versuchsreihen mit unterschiedlichen charakteristischen Brennkammerlängen (L^*), verschiedenen Injektoren und unterschiedlichen Zündungsarten wie Zündkerze und Glühkerze statt. Die Versuche wurden sowohl in Bi-, als auch in Monopropellant-Konfiguration durchgeführt. Bei den Bipropellantversuchen stellte sich die Abdichtung zwischen den Einspritzelementen für N_2O und C_2H_6 als problematisch heraus. Bei den Langzeittests zur Ermittlung der Wärmelasten versagte regelmäßig der O-Ring im Injektor aufgrund der hohen Temperaturen. Der O-Ring verhindert ein Durchmischen von N_2O/C_2H_6 vor dem Durchströmen der porösen Materialien. Dies zeigte sich bei der Auswertung der Verbrennungseffizienz. Bei identischer Triebwerkskonfiguration und identischen Betriebspunkten ergaben sich unterschiedliche Effizienzen. Für den besseren Überblick werden im Folgenden die Testreihen chronologisch vorgestellt und sind tabellarisch am Ende dieses Kapitels aufgelistet. In der Tabelle wurden die orange hinterlegten Versuche nicht in die Auswertung miteinbezogen.

Die erste Testreihe (Versuch 1 in Tabelle 8) diente der Überprüfung der Programmierung der Testsequenz und der Funktion der Schaltventile. Zu diesem Zeitpunkt war nicht bekannt, ob eine Zündung in Biprop-Konfiguration möglich ist. Für die ersten Tests wurde die (bis zu diesem Zeitpunkt) längste Brennkammer mit $L^*=0,73$ m montiert, um eine möglichst hohe Verbrennungseffizienz zu erzielen. Die Tests fanden in Biprop-Konfiguration sowie mit Zündkerze statt. Im Injektor wurde für die Oxidator- und für die Brennstoffseite ein Sika-B 45 -Material verbaut. Für den Massenstrom wurden die berechneten Werte im Auslegungspunkt aus Kapitel 3.3 gewählt. Der Massenstrom betrug $7,5 \text{ g/s}$ bei einer ROF von 7. Da zuerst keine Zündung erfolgte, wurde als erste Maßnahme die Betriebszeit der Zündkerze von 0,5 auf 2 Sekunden verlängert. Von insgesamt 10 durchgeführten Tests kam es bei 2 Tests zu einer Zündung. Die hohe Spannung der Zündkerze erzeugte jedoch elektromagnetische Interferenzen in der Messtechnik. Das zeigte sich dadurch, dass die Messwerte der Thermoelemente und der Drucksensoren in der Brennkammer während dem Betrieb der Zündkerze stark schwankten. Die zur Messung der Massenströme eingesetzten Corioli wurden so stark gestört, dass sie keinen Wert mehr generierten. Lediglich in einem Versuch, bei dem keine Zündung auftrat, konnte der Massenstrom aufgezeichnet werden und die Daten ausgewertet werden. Bei allen anderen Versuchen lagen keine Daten des Massenstroms vor.

In Bild 24 sind die, für diese Versuche typischen, aufgezeichneten Drücke der Brennkammer (P-BK-01), der N_2O -Zuleitung (P-C₂H₆-01) und der C_2H_6 -Zuleitung (P-C₂H₆-01) über der Versuchszeit von 10 Sekunden dargestellt. Für die Dauer der Zündung bis zur Sekunde 2 bewegen sich die Drücke zwischen -9 bar und 13 bar. Nach dem Abstellen der Zündkerze, ab Sekunde 2, verschwinden die Schwankungen in der Messdatenerfassung. Die Massenstrommessung schaltete bei Beginn der Zündung ab und zeichnete im weiteren Verlauf keine Werte mehr auf. Da dieser Fehler trotz Erdung der Messtechnik und der Zündanlage nicht behoben werden konnte, wurde in den weiteren Testreihen mit der Glühkerze gezündet.

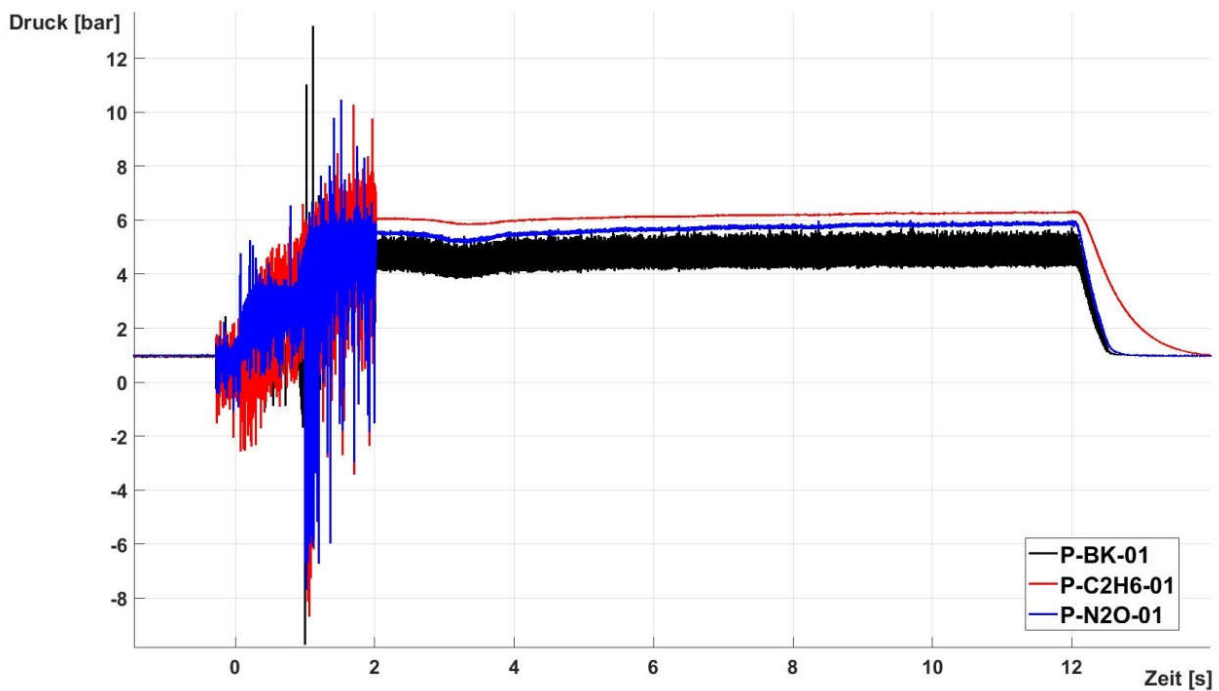


Bild 24: Einfluss der Zündkerze auf Druckmessdaten

In der darauffolgenden Testreihe (Versuch 2 in Tabelle 8) wurde der Einfluss der Öffnungszeitpunkte der Schussventile für N_2O und C_2H_6 untersucht. Daraufhin wurde in zwei weiteren Testreihen (Versuch 3+4 in Tabelle 8) ROF und der Massenstrom variiert. Bei niedrigem ROF mussten die Versuche abgebrochen werden, da Funken im Abgasstrahl zu sehen waren (siehe Bild 25 rechts). N_2O und C_2H_6 haben sich, aufgrund eines defekten O-Rings, der beide Gase gegeneinander abdichtet, vor dem Injektor vorgemischt und gezündet. Dies führte zum teilweisen Schmelzen des Injektors (siehe Bild 25 links und mitte). Im späteren Vergleich der Messdaten mit anderen Testreihen in gleicher Konfiguration wurde eine erhöhte Verbrennungseffizienz festgestellt, was auf ein Vormischen des Treibstoffs hinweist. Daher wurden die Daten dieser Testreihen in der Auswertung nicht berücksichtigt.

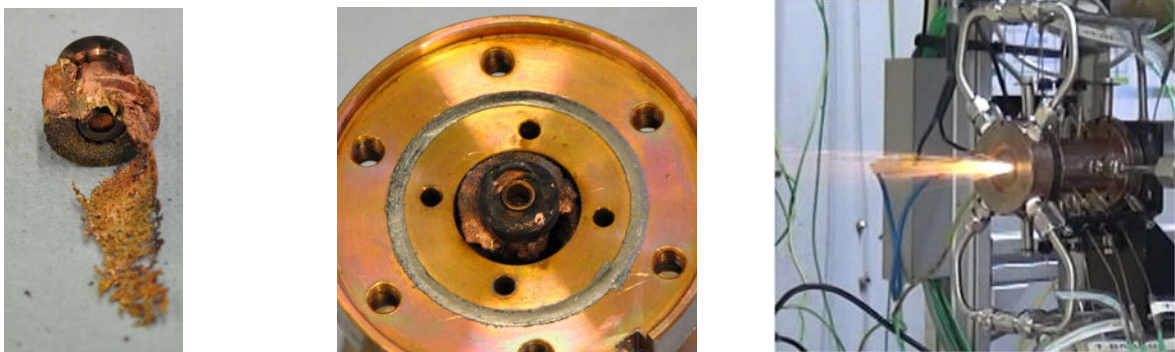


Bild 25: Links: Geschmolzener Injektor Mitte: Injektor in Brennkammer Rechts: Funken im Abgasstrahl

Es folgten Tests (Versuch 5-10 in Tabelle 8) in Biprop-Konfiguration und einer Brennkammer mit $L^*=0,73$ sowie $L^*=0,53$ m. Die Tests dienten der Untersuchung des Einflusses von L^* und verschiedener Injektoren. Zur Einflussanalyse des Injektors wurden Kombinationen der porösen Materialien für Oxidator und Brennstoff getestet.

Für die anschließende Testreihe (Versuch 11+12 in Tabelle 8) mit Monopropellant wurde ebenfalls $L^*=0,73$ m gewählt, um die Vergleichbarkeit mit den Versuchen mit Bipropellant zu gewährleisten. Die Testreihen wurden mit zwei unterschiedlichen Filtergraden des Injektors durchgeführt. Die Wärmeströme konnten nicht ausgewertet werden, da vor Erreichen stationärer Temperaturen des Triebwerks die Redline der Versuchssequenz den Versuch abbrach. Die Testreihe musste letztlich abgebrochen werden, da sich die eingestellten Drücke und Massenströme während der Versuche änderten und es zu Undichtigkeiten an den Triebwerksanschlüssen kam. Bei der Demontage des Injektors stellte sich heraus, dass der zur Abdichtung des porösen Materials eingesetzte Schrumpfschlauch weich wurde und sich vor das poröse Material setzte. Der geschmolzene Schrumpfschlauch führte zu den Druck- und Massenstrom-schwankungen.

Generell fiel beim Vergleich der Testreihen in Mono- und Biprop-Konfiguration die starke Lärmfreisetzung des Triebwerks und der sehr helle Abgasstrahl auf (Bild 26 links). Der helle Abgasstrahl kann mit dem Kühlfilm aus N_2O erklärt werden. Vermutlich wird der Kühlfilm aus N_2O bis zum Verlassen des Triebwerks nicht vollständig verbrannt. Die Effizienz ist im Vergleich zu den Monopropellantversuchen im Mittel 20 % geringer. In den Tests mit Monopropellant war die Lärmfreisetzung des Triebwerks deutlich reduziert und der Abgasstrahl bläulich transparent (Bild 26 rechts). Dies steht im Gegensatz zu den Bipropversuchen.



Bild 26: Links: Abgasstrahl Bipropellant Rechts: Monopropellant

Im weiteren Verlauf der Testreihen wurden die Versuche zur Untersuchung des Einflusses der Ventilöffnungszeiten wiederholt (Versuch 13 in Tabelle 8). In der Testreihe wurde ein Fehler in der Programmierung der Öffnungszeitpunkte bei der Auswertung der Versuchsdaten festgestellt. Diese fehlerhafte Testreihe fließt ebenfalls nicht in die Auswertung ein.

Zur Steigerung der Effizienz in Biprop-Konfiguration wurde das L^* mit einer Verlängerung der Brennkammer auf 1,2 m vergrößert (Versuch 14 in Tabelle 8). Mit der Verlängerung sollte der Kühlfilm in der Brennkammer besser abgebaut, und damit eine vollständige Verbrennung erreicht werden. Die Konstruktion und die Herstellung der Brennkammerv Verlängerung fanden parallel zu den Tests statt.

Die erste Testreihe mit der Zündkerze (Versuch 1 in Tabelle 8) wurde mit der im Prüfstand bereits vorhanden Anlage durchgeführt. Die elektromagnetischen Störungen der Messtechnik konnten jedoch nicht behoben werden. Daher wurde zwischenzeitlich eine neue Zündanlage, die für die verwendete Zündkerze besser geeignet war beschafft. Zuerst wurde nur der neue Zündkerzenstecker verwendet. Damit konnten die Störungen aus dem Betrieb der Zündkerze auf die Datenerfassung beseitigt werden. Zur Untersuchung des Einflusses von L^* wurde eine kürzere Brennkammer in Biprop-Konfiguration und einem $L^*=0,63$ m getestet (Versuch 15+16 in Tabelle 8). Zur Zündung wurde die Zündkerze montiert. Es

fanden zwei Testreihen statt, in denen der Wärmestrom erfasst und die Ventilöffnungszeiten variiert wurden. Bei der Erfassung des Wärmestroms konnten stationäre Temperaturen erreicht werden. Nach Versuchsende wurde beim Öffnen des Injektors festgestellt, dass der zur Dichtung eingesetzte O-Ring im Injektor geschmolzen war. Zudem ergab die Auswertung der Effizienz, dass eine Vormischung des Treibstoffs aufgrund einer Undichtigkeit im Injektor stattgefunden haben muss. Daher wurde diese Testreihe ebenfalls nicht in die Auswertung einbezogen.

In einer weiteren Testreihe wurde der Einfluss der Zündungsart zu untersuchen, wurde eine Testreihe (Versuch 17 in Tabelle 8) mit Monoprop, $L^*=0,63$ m und die Zündkerze montiert. Durch Brennkammerwandtemperaturen von über $750\text{ }^{\circ}\text{C}$ wurde der Zündkerzenstecker beschädigt. Die Beschädigung des Zündkerzensteckers führte wiederum zu elektromagnetischen Störungen. Dadurch konnten in den weiteren Tests keine Messdaten der Corioli erfasst werden. Die hohen Temperaturen ($>750\text{ }^{\circ}\text{C}$) der Brennkammerwand führten auch zum Abbrand der Teflondichtungen an den Verschraubungen des Triebwerks. Daher mussten nach den Versuchen in Monoprop-Konfiguration die Dichtungen erneuert werden.

In der nächsten Testreihe (Versuch 18 in Tabelle 8) sollten die Tests zu den Ventilöffnungszeiten wiederholt werden. Es wurde wieder mit der Glühkerze gezündet und eine Brennkammer mit $L^*=0,63$ m montiert. In diesem Fall wurde Vergessen die Einstellungen der Handventile in den Zuleitungen auf Bipropellant umzustellen. Somit wurde vorgemischt, mit der Einspritzung über das poröse Material des Lachgases, getestet. Dies wurde erst bei der Auswertung der Versuchsdaten bemerkt. Daher musste die Testreihe ebenfalls wiederholt werden.

Da es bei den Versuchen mit Bipropellant aufgrund von Undichtigkeiten im Injektor zur Vormischung des Treibstoffs kam, wurde in der folgenden Testreihe (Versuch 19 in Tabelle 8) ein O-Ring mit größerem Durchmesser verbaut. Ein Vergleich der Verbrennungseffizienz mit anderen Testreihen in Biprop-Konfiguration, bei gleichem L^* sowie gleicher Porenfeinheit des porösen Materials, ergab unterschiedliche Ergebnisse. Vermutlich tritt neben der Vormischung des Treibstoffs eine Spaltströmung an den eingesetzten porösen Materialien auf und verursacht eine schlechte Durchmischung. Im Fall der Spaltströmung würde sich eine schlechtere Durchmischung von Oxidator und Brennstoff in der Brennkammer ergeben. Um dies im weiteren auszuschließen, wurde die porösen Materialien nicht nur an der Außenseite sondern auch an der Innenseite mit Teflonband abgedichtet (siehe Bild 27). Mit diesem verstärkt abgedichteten Injektor wurde die Testreihe mit unterschiedlichen Öffnungszeitpunkten für die N_2O - und C_2H_6 -Ventile wiederholt.



Bild 27: Dichtungsbereiche Biprop-Injektor

In zwei weiteren Testreihen (Versuch 20+21 in Tabelle 8) konnte die Verbrennungseffizienz und der Wärmestrom unter dem Einfluss eines neuen Injektors ermittelt werden. Dieser wird in Kapitel 5.2 vorgestellt.

Die letzte Testreihe (Versuch 22 in Tabelle 8) diente zur Ermittlung der Wärmen in Monoprop-Konfiguration. In den vorherigen Versuchen brach die Redline der Versuchssequenz die

Langzeitversuche ab, um Schäden an der Brennkammer zu verhindern. In dieser Testreihe wurde die Maximaltemperatur, die bei einer Überschreitung zum Abbruch des Tests führt, auf 850 °C eingestellt. Im darauffolgenden Versuch betrug die Maximaltemperatur der Brennkammerwand 823 °C. In dieser Testreihe konnte erstmals für die Monoprop-Konfiguration eine stationäre Temperatur beobachtet werden. Eine Wiederholung des Versuchs war nicht möglich, da die Dichtungen an den Verschraubungen des Triebwerks abbrannten und das Triebwerk nach dem Versuch Leckagen aufwies.

Vers.- nr	Konfiguration		Zündung		L* [m]	Injektor	Ziel des Versuchs	Bemerkung
	Bi-prop	Mono-prop	GK	ZK				
1	X			X	0,73	B-45 (Ox)/B-45(Fu)	Triebwerk zündet, Testsequenz überprüfen	Triebwerk zündet, keine Massenstromaufzeichnung
2	X		X		0,73	B-45 (Ox)/B-45(Fu)	Schaltzeiten variieren	c* zu hoch, teilweise vorgemischt
3	X		X		0,73	B-45 (Ox)/B-45(Fu)	ROF-Variation	c* zu hoch, teilweise vorgemischt
4	X		X		0,73	B-45 (Ox)/B-45(Fu)	Massenstromvariation	c* zu hoch, teilweise vorgemischt
5	X		X		0,73	B-45 (Ox)/B-45(Fu)	Wärmestromermittlung	Injektor erneuert
6	X		X		0,73	B-30(Ox)/B-100(Fu)	Injektoreinfluss	
7	X		X		0,73	B-100(Ox)/B-100(Fu)	Injektoreinfluss	
8	X		X		0,73	B-100(Ox)/B-45(Fu)	Injektoreinfluss	
9	X		X		0,73	B-45(abg.)(Ox)/B-45(Fu)	Injektoreinfluss	
10	X		X		0,53	B-45 (Ox)/B-45(Fu)	ROF-Variation, Massenstromvariation	
11		X	X		0,73	B-8	ROF-Variation	
12		X	X		0,73	B-30	ROF-, Massenstromvariation, Wärmestromermittlung	Abbruch Langzeitversuch: Temperatur zu hoch
13	X		X		0,73	B-45 (Ox)/B-45(Fu)	Schaltzeiten, ROF-, Massenstromvariation	
14	X		X		1,2	B-45 (Ox)/B-45(Fu)	ROF-, Massenstromvariation, Wärmestromermittlung	
15	X			X	0,63	B-45 (Ox)/B-45(Fu)	ROF-, Massenstromvariation, Wärmestromermittlung	
16	X			X	0,63	B-45 (Ox)/B-45(Fu)	Schaltzeiten, ROF-, Massenstromvariation, Wärmestromerm.	
17		X		X	0,63	B-30	ROF-, Massenstromvariation, Wärmestromermittlung	Schrumpfschlauch setzt Injektor zu, Zündkerzenstecker beschädigt
18		X	X		0,63	B-45 (Ox)/B-45(Fu)	Schaltzeiten, ROF-, Massenstromvariation	Treibstoff vorgemischt, Ventile nicht umgestellt
19	X		X		0,63	B-45 (Ox)/B-45(Fu)	Schaltzeiten, ROF-, Massenstromvariation	
20	X		X		0,63	B-45(Ox)/Neuer Inj.(Fu)	ROF-Variation, Massenstromvariation	Abbruch wegen Funken
21	X		X		0,63	B-45(Ox)/Neuer Inj.(Fu)	Wärmestromermittlung	
22		X	X		0,63	B-30	Wärmestromermittlung	

Tabelle 6: Versuchsübersicht

5.2. Einfluss der Ventilschaltzeiten auf die Zündung

Die Zuleitungen für Lachgas und Ethan haben, bedingt durch den Aufbau, unterschiedliche Längen (siehe Bild 23). Dadurch ergeben sich für das Eintreffen der Medien in der Brennkammer des Triebwerks unterschiedliche Zeitpunkte. Damit sich in der Brennkammer das Gasgemisch zur Einleitung der Verbrennung entzünden kann, muss an der Glühkerze bzw. Zündkerze ein zündfähiges Gemisch anliegen. Je nach lokaler Zusammensetzung des Gemisches kann die Dauer von Zündung bis zum Erreichen des vollständigen Brennkammerdruckes variieren. Ziel ist es daher, den Einfluss der Ventilöffnungszeiten auf die Zündung und die Dauer bis zum Erreichen des stationären Brennkammerdrucks zu untersuchen. Hierzu wird die Zeit bis zum Erreichen von 90% des Brennkammerdrucks betrachtet. Dieser Zeitraum wird „ t_{90} “ genannt.

In einer Testreihe wurde die Versuchssequenz so abgeändert, dass die Ventile für N_2O und C_2H_6 zu Versuchsbeginn zu verschiedenen Zeitpunkten öffnen. Nachdem beide Ventile in den ersten beiden Versuchen gleichzeitig öffnen, wurde der Zeitpunkt für das Öffnen des N_2O -Ventils um 50ms vor das Öffnen des C_2H_6 -Ventils gelegt, danach 100ms. In gleicher Weise wurde anschließend für das C_2H_6 -Ventil verfahren. Somit ergeben sich 5 Versuchssequenzen, die jeweils 2 Mal durchgeführt wurden. Um weitere Einflüsse auf die Ergebnisse zu vermeiden, wurden die Tests jeweils bei gleicher Brennkammerkonfiguration, gleichem Massenstrom sowie gleichem ROF durchgeführt.

Im folgenden Diagramm ist die Zeitdifferenz, die die Medien vom jeweiligen Ventil bis zum Injektor benötigen, dargestellt. Die Länge der Leitung für Lachgas beträgt 85 cm und die für Ethan 60 cm. Mit den Leitungslänge l und der Geschwindigkeit v kann die Zeitdifferenz vom Öffnen der Ventile bis zum Erreichen des Triebwerks berechnet werden:

$$s = \frac{l}{v} = \frac{l}{\frac{\dot{V}}{A}} = \frac{l * A}{\dot{m} * \rho} \quad (5.1)$$

Die Geschwindigkeit ist der Volumenstrom \dot{V} geteilt durch die Querschnittsfläche A der Rohrleitung. Der Volumenstrom ergibt sich mit dem Massenstrom und der Dichte (aus REFPROP [33]).

In Bild 28 sind die Zeitdifferenzen zwischen dem Öffnen des Ventils und dem Eintritt von Lachgas und Ethan in das Triebwerk für jeden Versuch dargestellt. Mit ‚Referenz‘ sind die Versuche bei gleichzeitigem Öffnen der Ventile bezeichnet. ‚ N_2O 50 ms‘ bezeichnet die Versuche, bei denen das N_2O -Ventil 50 ms vor dem C_2H_6 -Ventil öffnet. ‚ N_2O 100 ms‘ bezeichnet die Versuche, bei denen das N_2O -Ventil 100 ms vor dem C_2H_6 -Ventil öffnet. Ebenso öffnet das C_2H_6 -Ventil 50 ms und 100 ms vor dem N_2O -Ventil.

In den Versuchen ergeben sich leichte Schwankungen in den Zeiträumen bis zum Erreichen des Triebwerks für N_2O und Ethan, da die Einstellungen für der Massenstrom und die Treibstoffzusammensetzung nicht exakt gleich bleiben. C_2H_6 strömt mit einem Zeitverzug von durchschnittlich 0,117 s und N_2O mit einem Zeitverzug von durchschnittlich 0,022 s in das Triebwerk ein. Damit strömt Lachgas um 0,095 Sekunden früher als Ethan in das Triebwerk ein. Das ist bedingt durch den höheren Massenstrom des N_2O .

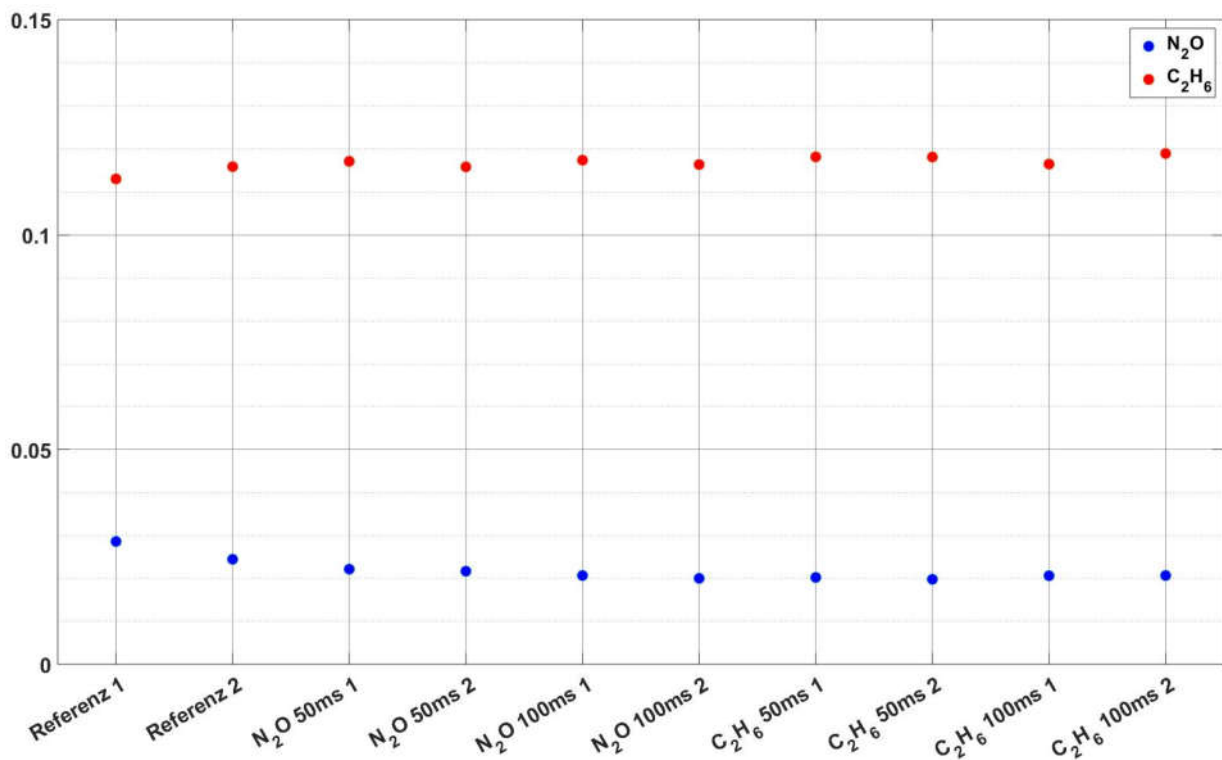


Bild 28: Benötigte Zeit für N_2O und C_2H_6 vom Ventil bis Triebwerk

Zur Beurteilung des Zündverhaltens wurde die Zeitdifferenz zwischen dem Zeitpunkt, an dem beide Ventile geöffnet sind, und dem Zeitpunkt, wenn die erste steile Druckerhöhung in der Brennkammer gemessen wird, herangezogen. Diese Druckerhöhung deutet darauf hin, dass die Verbrennung und die Expansion des verbrennten Gases einsetzt. In Bild 29 ist der Druckverlauf bei Versuchsbeginn der Brennkammer (P-BK-01) und des Lachgases (P-N2O-01) sowie des Ethans (P-C2H6-01) dargestellt. Zusätzlich sind im unteren Teil des Diagramms die Rückmeldungen der Ventilstellungen für N_2O und C_2H_6 eingefügt. Steht das Rückmeldesignal auf 1 ist das Ventil geöffnet, bei 0 geschlossen. Der Druck ist über der Versuchszeit aufgetragen. In diesem Versuch ist die Öffnungszeit des N_2O -Ventils auf 50 ms vor Versuchsbeginn eingestellt, es öffnet jedoch bereits bei -0,065 s. Dass das N_2O -Ventil um 0,015 s früher öffnet kann durch die Ansteuerung des Labview-Programms kommen. Der Druck in der N_2O -Zuleitung (blaue Linie) steigt ab etwa $t = -0,02$ s an. Der Brennkammerdruck (schwarze Linie) steigt nach dem Öffnen des N_2O -Ventils ebenfalls an. Das C_2H_6 -Ventil öffnet bei $t = -0,002$ s. Der Druck in der C_2H_6 -Zuleitung (rote Linie) steigt etwa ab 0,05 Sekunden an. Der Zeitpunkt der ersten Zündung liegt bei diesem Versuch bei $t = 0,1958$ s der Versuchszeit. Der Zeitpunkt der ersten Zündung zeigt sich am plötzlichen Anstieg des Brennkammerdrucks. Die folgenden Schwankungen des Drucks in der Brennkammer und den mehrfachen Zündungen sind eine Folge der noch nicht stabilisierten Flammenfront und der nachströmenden Gase. Diese Druckschwankungen übertragen sich auch auf die Zuleitungen, was an den Druckwerten von N_2O und C_2H_6 hinweg sichtbar ist. Durch den geringeren Druckverlust über das poröse Material des Lachgases hinweg sind die Druckschwankungen dort höher als in der Ethanzuleitung. Der Zeitraum ab dem beide Ventile geöffnet sind und der ersten Zündung wird im Folgenden als t_{Reaktion} genannt.

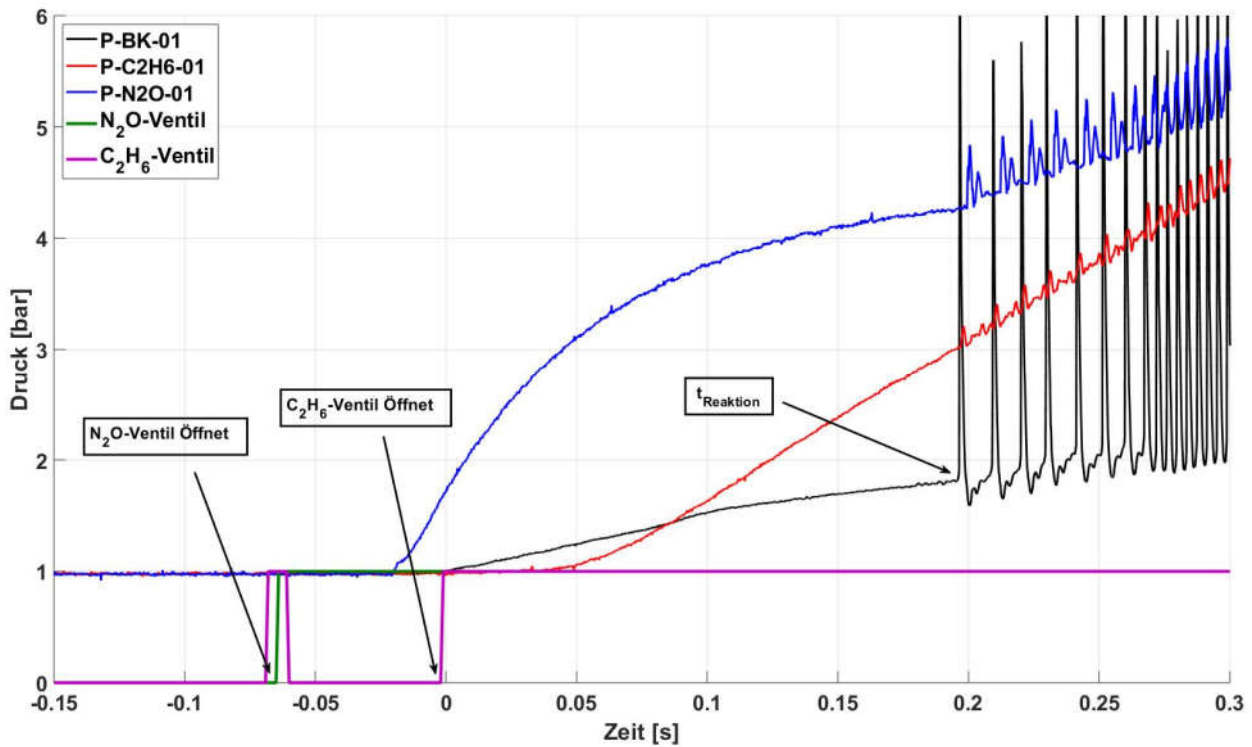


Bild 29: Druckerhöhung durch Zündung in der Brennkammer ($L^*=0,63$ m, $\dot{m}=7,4$ g/s, ROF=6,55, Glühkerze)

Um konsistent bei der Bestimmung von t_{90} zu sein, muss in der Auswertung einheitlich verfahren werden. In Bild 30 sieht man den Brennkammerdruck und den Druck in den Zuleitungen des gleichen Versuchs über einen größeren Versuchszeitraum dargestellt. Nach der ersten Zündung (t_{Reaktion}), schwankt der Druck mit einer Amplitude von 5 bar während sich die Flammenfront stabilisiert bis etwa 0,35 s nach Versuchsbeginn. Danach verringern sich die Druckschwankungen. Im Mittel steigt der Brennkammerdruck aber weiterhin an. Der stationäre Brennkammerdruck wird, wenn keine Druckerhöhung mehr stattfindet, über die restliche Versuchsdauer als Mittelwert gebildet. Der stationäre Brennkammerdruck beträgt bei diesem Versuch 6,56 bar, dies entspricht 100 % des Brennkammerdrucks. t_{90} ist der Zeitpunkt des ersten Druckpeaks, nachdem sich die Flammenfront stabilisiert hat, der 90% des stationären Brennkammerdrucks erreicht, in diesem Fall 5,9 bar.

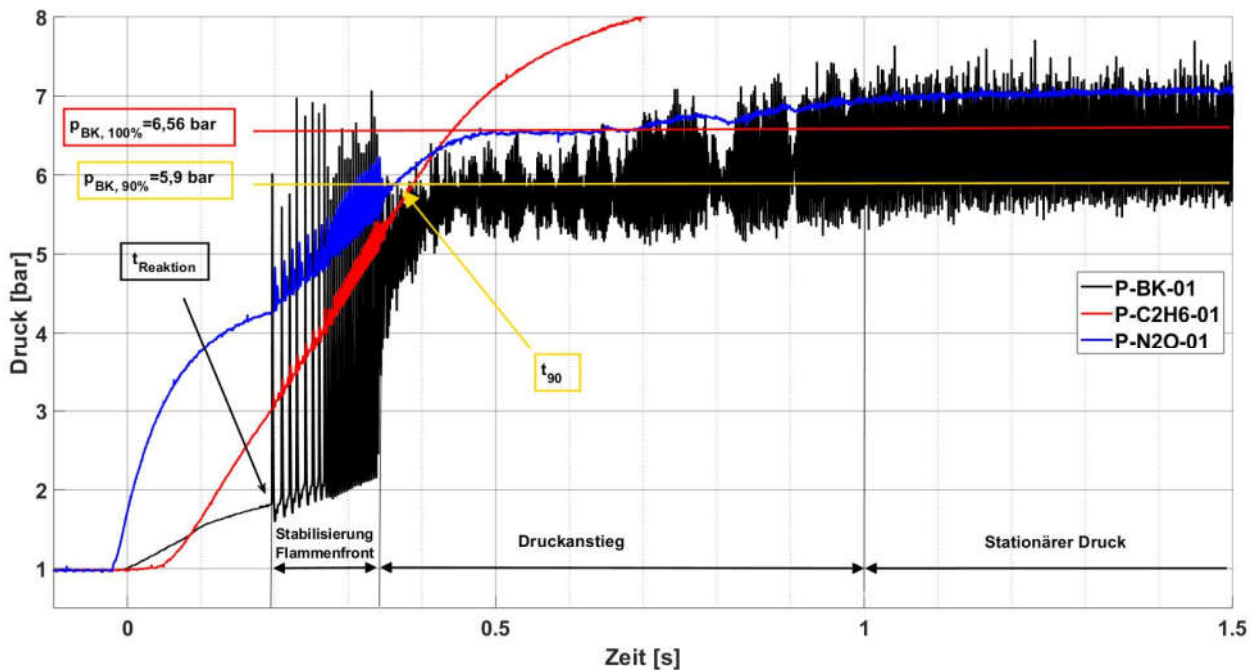


Bild 30: Druckverlauf ($L^*=0,63 \text{ m}$, $\dot{m}=7,4 \text{ g/s}$, $ROF=6,55$, Glühkerze)

In der ausgewerteten Testreihe war eine Brennkammer mit $L^*=0,63 \text{ m}$ und ein Injektor in Bipropellantkonfiguration mit SIKA B-45 für Brennstoff und Oxidator verbaut. In den Versuchen wurde mit der Glühkerze gezündet. Durch einen Programmierfehler öffnet das C_2H_6 -Ventil im 9. und 10. Versuch nicht 100 ms vor dem N_2O -Ventil. Stattdessen öffnet wieder das N_2O -Ventil 100 ms vor dem C_2H_6 -Ventil. Daher fehlt die Auswertung der Versuche mit einem Öffnen des C_2H_6 -Ventils 100 ms vor dem N_2O -Ventil.

Wie bereits oben beschrieben gab es mehrere Versuche zu den jeweiligen Öffnungszeiten. Die Zeiten für t_{Reaktion} und t_{90} waren bei den Versuchen konstant. Daher sind t_{Reaktion} und t_{90} zur besser Übersicht für jeden Öffnungszeitpunkt gemittelt und als ein Wert dargestellt.

In Bild 31 ist t_{Reaktion} für die verschiedenen Öffnungszeiten der Ventile dargestellt. Für den Referenzversuch, bei dem gleichzeitigen Öffnen der Ventile, beträgt t_{Reaktion} ca. 0,15 s. Wird das N_2O -Ventil früher geöffnet vergrößert sich t_{Reaktion} auf 0,2 s. Wenn das N_2O -Ventil um 0,05 s oder 0,1 s früher öffnet ist t_{Reaktion} etwa gleich groß. Ein früheres Öffnen des C_2H_6 -Ventils um 0,05 s bewirkt eine Verringerung von t_{Reaktion} auf ca. 0,07 s.

Bei dem Referenzversuch strömt N_2O , obwohl beide Ventile gleichzeitig öffnen, aufgrund des höheren Massenstroms um 0,095 s früher in die Brennkammer (siehe Bild 28). Ein Vorverlegen des Öffnungszeitpunktes bewirkt ein noch früheres Einströmen des N_2O . Der Zündverzug steigt, da es länger dauert bis an der Oberfläche der Glühkerze ein zündfähiges Gemisch entsteht. Das frühere Öffnen des C_2H_6 -Ventils verringert die Zeitdifferenz zwischen dem Einströmen des N_2O und C_2H_6 . Somit liegt an der Glühkerzenoberfläche früher ein zündfähiges Treibstoffgemisch an. Dies führt zu einer früheren Zündung, und damit ein kleineres t_{Reaktion} , in der Brennkammer.

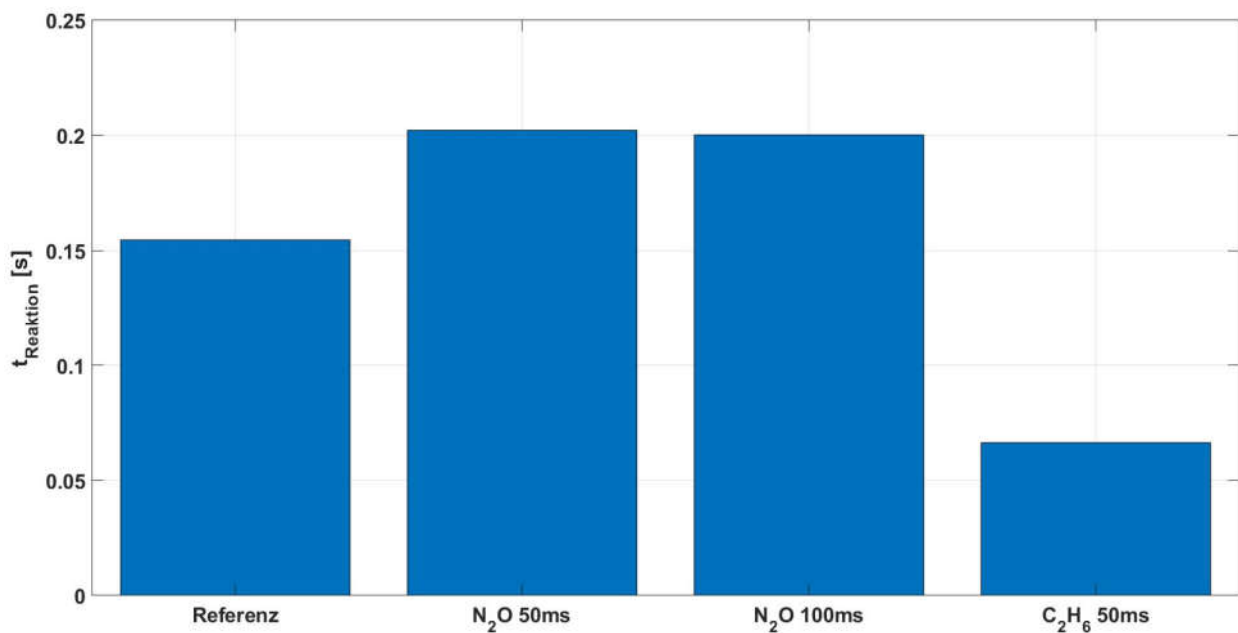


Bild 31: Vergleich t_{Reaktion} verschiedener Öffnungszeitpunkte der Ventile für N₂O und C₂H₆

In Bild 32 ist t_{90} für die verschiedenen Ventilöffnungszeiten dargestellt. Es dauert im Referenzversuch 0,35 s bis t_{90} erreicht ist. Das frühere Öffnen des N₂O-Ventils bewirkt eine Verlängerung des Zeitraums bis 90 % des Brennkammerdrucks erreicht ist. t_{90} beträgt 0,39 s wenn das N₂O-Ventil um 0,05 s früher geöffnet wird und $t_{90}=0,38$ s wenn das Ventil um 0,1 s früher geöffnet wird. Der Zeitraum für t_{90} ist beim Öffnen des C₂H₆-Ventils am geringsten mit 0,32 s. Damit ist die Zeit zwischen t_{Reaktion} und t_{90} für das frühere Öffnen des C₂H₆-Ventils größer als beim früheren Öffnen des N₂O-Ventils.

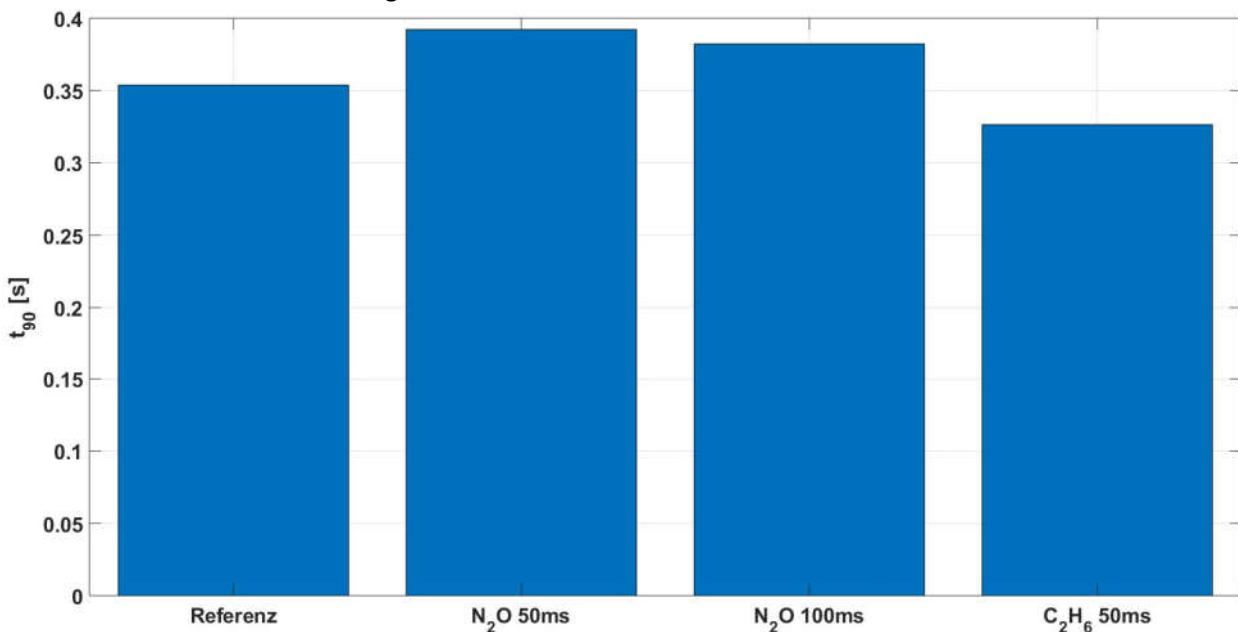


Bild 32: Vergleich t_{90}

Zur Verdeutlichung sind die Druckverläufe in der Brennkammer und den Zuleitungen für die Versuche, in denen das N₂O- und C₂H₆-Ventil jeweils um 0,05 s früher geöffnet werden dargestellt. Ein Vergleich der Druckverläufe in Bild 33 und Bild 34 zeigt, dass bei dem früheren Öffnen des N₂O-Ventils der Zeitraum der Zündungen, bis sich die Flamme stabilisiert hat, kürzer ist (0,14 s) als beim früheren Öffnen des C₂H₆-

Ventils (0,25 s). Auffällig ist, dass der Abstand zwischen den einzelnen Zündungen bei dem C_2H_6 -Ventil (Bild 34) größer ist.

In der Versuchssequenz ist eine Spülung der Zuleitungen und der Brennkammer mit N_2 nach Versuchsende vorgesehen. D.h. bei Versuchsbeginn des nächsten Tests sind die Zuleitungen mit N_2 gefüllt. Im Fall des früheren Öffnens des N_2O -Ventils werden die N_2O -Zuleitung und das Triebwerk mit N_2O gespült. Der hohe Massenstrom des N_2O bewirkt ein Anstieg des Brennkammerdrucks unmittelbar nach dem Anstieg in der N_2O -Zuleitung in Bild 33. Nach dem Öffnen des C_2H_6 -Ventils wird das N_2 aus der Zuleitung in die Brennkammer verdrängt. Erreicht das C_2H_6 die Oberfläche der Glühkerze, und entsteht ein zündfähiges Gemisch, findet die erste Zündung statt. Das verbleibende N_2 wird daraufhin aus der Brennkammer verdrängt und die Flammenfront stabilisiert sich.

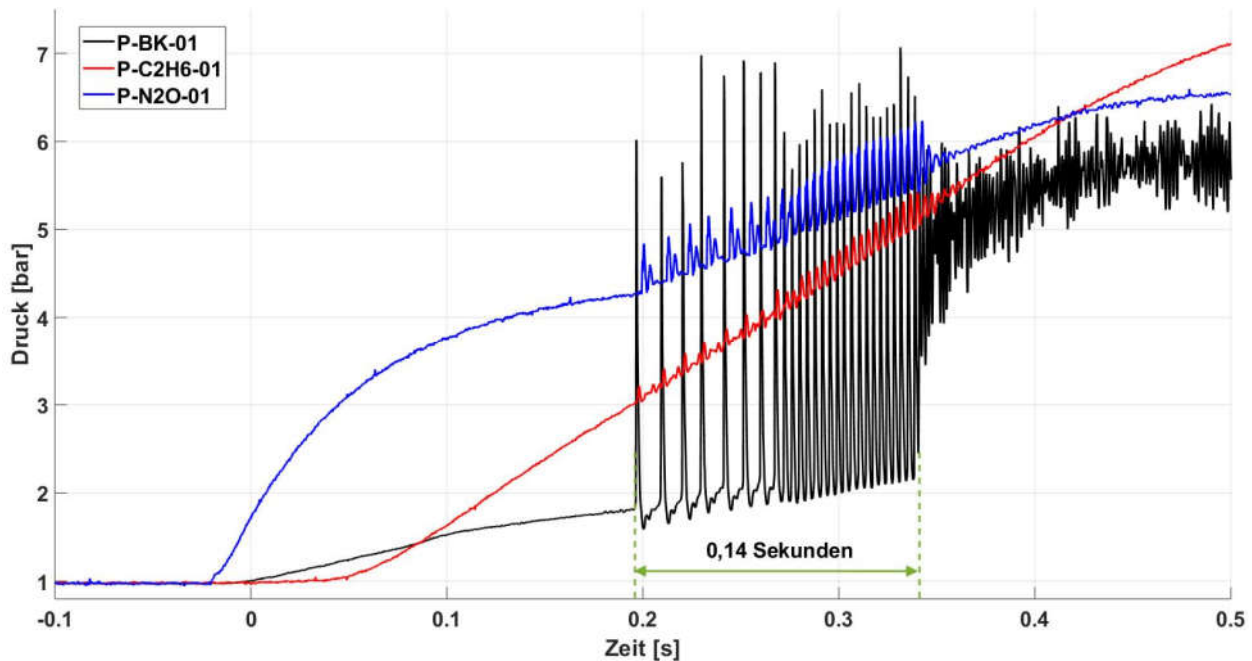


Bild 33: Druckverlauf N_2O -Ventil 0,05 s früher geöffnet

Öffnet das C_2H_6 -Ventil früher, wird ebenfalls N_2 aus der Zuleitung verdrängt. Allerdings ist der Massenstrom des C_2H_6 bei ROF 7 geringer als der N_2O -Massenstrom. Damit dauert es länger bis C_2H_6 in die Brennkammer strömt, und es verbleibt vermutlich bis t_{Reaktion} mehr N_2 darin. Öffnet das N_2O -Ventil wird ebenfalls N_2 aus der Zuleitung in die Brennkammer verdrängt. Das N_2O strömt jedoch schneller als das C_2H_6 in die Brennkammer. Bei dem Vergleich der Brennkammerdrücke in Bild 33 und Bild 34 kann vermutet werden, dass zum Zeitpunkt der ersten Reaktion, beim früheren Öffnen des C_2H_6 -Ventils, die Brennkammer noch nicht mit C_2H_6 gespült wurde. Damit befände sich in der Brennkammer ein Gemisch aus N_2O/C_2H_6 und N_2 . Zwar kann an der Glühkerzenoberfläche bereits ein zündfähiges Gemisch anliegen, was ein kleines t_{Reaktion} zur Folge hat, jedoch müsste der verblieben N_2 aus der Brennkammer verdrängt werden. Das N_2 bewirkt ein verlöschen der Flamme. Wenn sich mehr N_2 in der Brennkammer befindet ergeben sich größere Zeiträume zwischen den einzelnen Zündungen. Gelangt wieder ein zündfähiges Gemisch an die Glühkerzenoberfläche, entzündet es sich erneut. Aufgrund des höheren N_2 -Anteils in der Brennkammer ist der Zeitraum, bis sich die Flamme stabilisiert hat, größer.

Der Vergleich des ersten Druckpeaks bei t_{Reaktion} zwischen Bild 33 und Bild 34 zeigt, dass die Druckerhöhung beim früheren Öffnen des C_2H_6 -Ventils geringer ist. Das N_2 in der Brennkammer verhindert ein Durchzünden der Flamme im ganzen Brennraum, wodurch der Druckanstieg geringer ist.

Damit bewirkt ein früheres Öffnen des C_2H_6 -Ventils eine weichere Zündung. Dies wird, durch die Auswertung der Druckpeaks der ersten Zündung aller Versuche dieser Reihe, bestätigt. Die Referenzversuche und das frühere Öffnen des N_2O -Ventils zeigen eine Druckerhöhung des ersten Druckpeaks im Mittel von 4,4 bar auf. Die Druckerhöhung des ersten Druckpeaks beim Öffnen des C_2H_6 -Ventils beträgt 2,1 bar.

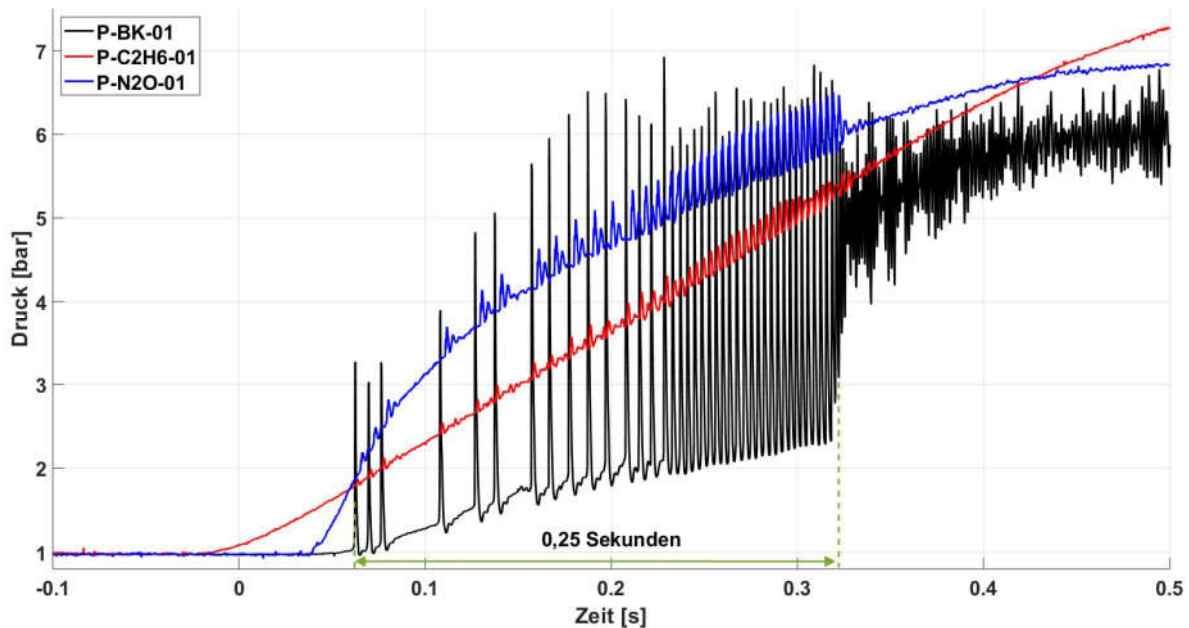


Bild 34: Druckverlauf C_2H_6 -Ventil 0,05 s früher geöffnet

5.1. Einfluss der Injektorgeometrie auf die Verbrennungseffizienz

Bei der Verwendung des Treibstoffs in Biprop-Konfiguration strömt N_2O als Kühlmittel durch das äußere, ringförmige poröse Material in die Brennkammer. Der Brennstoff (C_2H_6) wird durch das innere, zylindrische poröse Material geleitet (siehe Bild 5). Als Monopropellant strömt der vorgemischte Treibstoff durch eine zylindrische Platte aus porösem Material in die Brennkammer. Durch den Einsatz verschiedener Porenfeinheiten der porösen Materialien ergeben, bei gleichem Massenstrom, unterschiedliche Austrittsgeschwindigkeiten für N_2O und C_2H_6 aus dem porösen Material in die Brennkammer. Ziel der Versuche ist es den Einfluss der unterschiedlichen Austrittsgeschwindigkeiten von N_2O und C_2H_6 auf die Durchmischung in der Brennkammer zu untersuchen. Daher wurden für N_2O und C_2H_6 poröse Materialien eingesetzt, die eine unterschiedliche Feinheit aufweisen.

Für die Versuche wurde c^* und η_{c^*} ausgewertet, da in diese Kennwerte die Treibstoffaufbereitung des Injektors einfließen. Somit kann die Durchmischung von Oxidator und Brennstoff, bei ansonsten gleichen Randbedingungen, anhand von η_{c^*} untersucht werden. In die Auswertung wurden auch die Versuche in Monoprop-Konfiguration aufgenommen, da Versuche mit zwei unterschiedlichen Porenfeinheiten durchgeführt wurden. In der ersten Testreihe in Monoprop-Konfiguration wurde ein SIKA B-8 verbaut. Durch das feine poröse Material ergab sich in der Versuchsdurchführung ein hoher Druckverlust über den Injektor. Daher wurde in einer weiteren Testreihe ein gröberes SIKA B-30 als

Injektor verwendet. In diesem Fall wurde der Einfluss der Austrittsgeschwindigkeit auf die Verbrennungseffizienz mit zwei unterschiedlichen Feinheiten untersucht.

Zusätzlich zu den vom Hersteller bezogen Feinheiten wurden ein SIKA B-45, dessen Ausströmfläche zu 50 % abgedreht wurde, getestet. Dieses poröse Material wurde in den Versuchen für die Oxidatorseite in Biprop-Konfiguration getestet. Wie in Bild 35 zu sehen ist, wurden im abgedrehten Bereich die Poren geschlossen. Damit verringert sich die Ausströmfläche und die Austrittsgeschwindigkeit erhöht sich bei gleichem Massenstrom.



Bild 35: SIKA B-45 abgedreht

Folgende Konfigurationen wurden getestet:

Konfiguration	Bipropellant		Konfiguration	Monopropellant
	Oxidator N_2O	Brennstoff C_2H_6		N_2O/C_2H_6
B-1	SIKA B-45	SIKA B-45	M-1	SIKA B-8
B-2	SIKA B-30	SIKA B-100	M-2	SIKA B30
B-3	SIKA B-100	SIKA B-100		
B-4	SIKA B-45 (50% abgedreht)	SIKA B-45		

Tabelle 7: Injektorkonfigurationen

Insgesamt wurden sechs Testreihen mit unterschiedlichen Kombinationen der Filterfeinheiten durchgeführt. Vier mit diergoler und zwei mit vorgemischter Treibstoffeinspritzung. Zur Untersuchung des ROF-Einflusses wurde der Massenstrom bei etwa 7-7,5 g/s eingestellt und Versuche bei ROF=4, ROF=7 und ROF=10 durchgeführt. Zur Untersuchung des Massenstrom-Einflusses wurde das ROF auf 7 eingestellt und jeweils Versuche bei einem Massenstrom von 3,5 g/s, 7,5 g/s und 10 g/s durchgeführt.

In die Berechnung von c^* fließt der totale Brennkammerdruck ein (siehe Gl.(2.11)). Daher muss der in der Brennkammer gemessene statische Druck in den Totaldruck umgerechnet werden. Mit Gl.(2.13) und dem Isentropenkoeffizienten $\kappa = 1,1544$ und der Machzahl $Ma = 0,054$ in der Brennkammer aus

NASA CEA [6] kann der Totaldruck berechnet werden. Für einen Brennkammerdruck von 8,1 bar und einem Massenstrom von 7,5 g/s, bei einem Kontraktionsverhältnis von 11,11 und ROF=7, ergibt sich

$$\frac{p_0}{p} = 1,0015 \quad (5.2)$$

und damit eine Erhöhung des Totaldrucks von 0,15 % zum statischen Druck. Zur Berechnung des Totaldrucks wurden die Werte des nominalen Auslegungspunktes (22N) des Triebwerks verwendet. Die benötigte Machzahl ist NASA CEA entnommen. Die Geschwindigkeit in der Brennkammer ist für verschiedene \dot{m} bei konstantem Düsenhalsdurchmesser annähernd gleich. Daher wird auf eine Berechnung für jeden einzelnen Test verzichtet. Im Weiteren wird die Abweichung für alle Tests mit 0,15 % angenommen.

In Bild 36 ist die c^* -Auswertung der Injektorkonfigurationen aus Tabelle 7 bei unterschiedlichen ROF zusammengefasst. c^* ist im Monoprop-Betrieb mit 1450 m/s bis 1530 m/s am höchsten. Die geringsten Werte werden bei einem hohen ROF erzielt. Ursache dafür ist die geringere Verbrennungstemperatur und der Anstieg von κ bei ROF>9 (siehe Gl.(2.11)). Die höchsten c^* -Werten werden im Bereich 7<ROF<9 erreicht. Bei ROF=9 ist die höchste Verbrennungstemperatur zu erwarten. Es ergeben sich gleiche c^* -Werte bei beiden Filterfeinheiten (SIKA B-8 und SIKA B-30). Es fehlen in der Auswertung die c^* für niedrige ROF. In den Versuchen konnte das Triebwerk bei fettem Gemisch nicht gezündet werden bzw. das Triebwerk ging aus. Bei der Verwendung von feinem porösem Material ist die Austrittsgeschwindigkeit des Treibstoffs aus den kleineren Poren in die Brennkammer höher als bei einem groben porösen Material. Hinter dem porösen Material ergibt sich unabhängig von der Porenfeinheit ein wahrscheinlich nahezu identisches Strömungsbild. Eine unterschiedliche Austrittsgeschwindigkeit des vorgemischten Treibstoffs aus dem Injektor in die Brennkammer hat also keinen Einfluss auf c^* . In den Versuchen in Biprop-Konfiguration (siehe Bild 36) gibt es keine Kombination aus Feinheiten, die gegenüber den anderen Kombination, besonders hohe bzw. niedrige c^* -Werte erzielt. Alle Kombinationen weisen bei den verschiedenen ROF ähnliches c^* auf. Wie in den Monoprop-Versuchen ergibt sich für alle Kombinationen im Mittel ein etwas kleineres c^* bei hohem ROF. Ein Einfluss unterschiedlicher Austrittsgeschwindigkeiten von N₂O und C₂H₆, und damit auf die Durchmischung, lässt sich nicht eindeutig nachweisen.

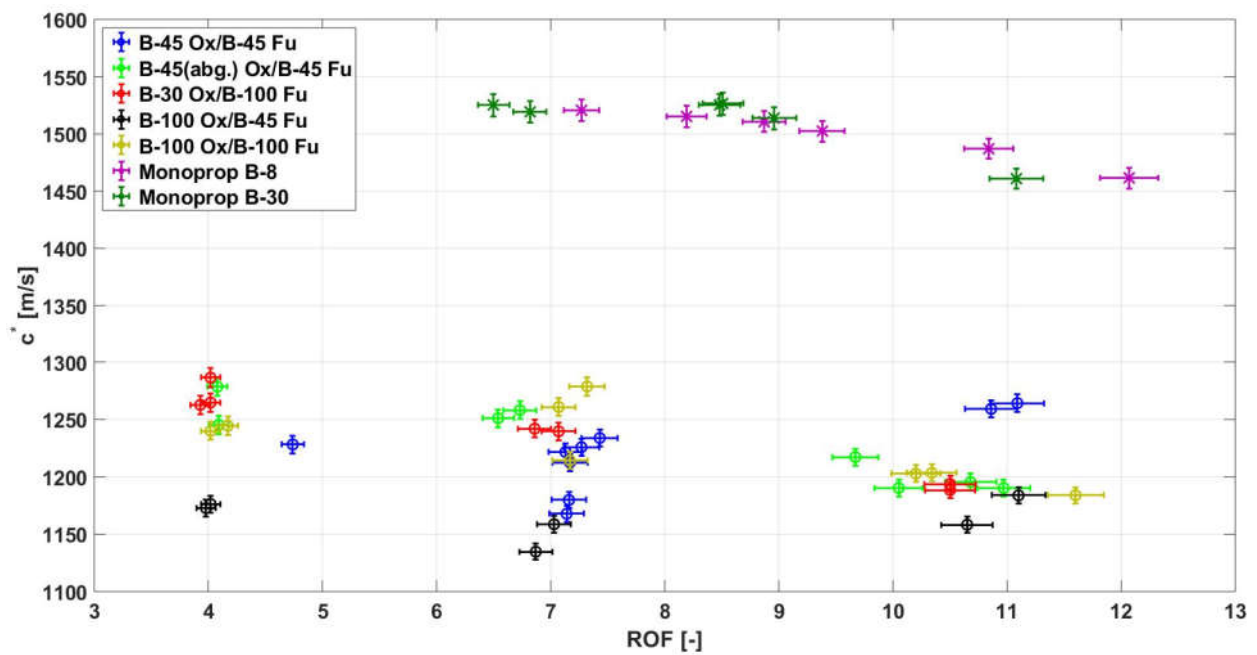


Bild 36: c^* über ROF für verschiedene Injektoren

In Bild 37 ist die Verbrennungseffizienz über dem ROF aufgetragen. Bei Monopropellant liegen alle Verbrennungseffizienzen zwischen 93 % und 95 %. Ein Unterschied zwischen den Filterfeinheiten ist nicht zu erkennen. Bei den Versuchen mit Bipropellant liegen die meisten Werten im Bereich 75 % bis 80 %. Für die verschiedenen ROF Bereiche bei 4, 7 und 11 erzielen unterschiedliche Injektorkombinationen die höchsten c^* -Werte. Bereits im Kapitel Versuchsübersicht wurde auf mögliche Abdichtungsprobleme im Injektor eingegangen. Bei der Durchführung der Versuche kann es zu Spaltströmungen bzw. einer leichten Vormischung des Treibstoffs gekommen sein. Die Unterschiede in den Effizienzen lassen sich bspw. durch Spaltströmungen erklären. Damit lässt sich annehmen, dass unterschiedliche Filterfeinheiten der porösen Materialien keinen Einfluss auf die Durchmischung des Treibstoffes in der Brennkammer haben.

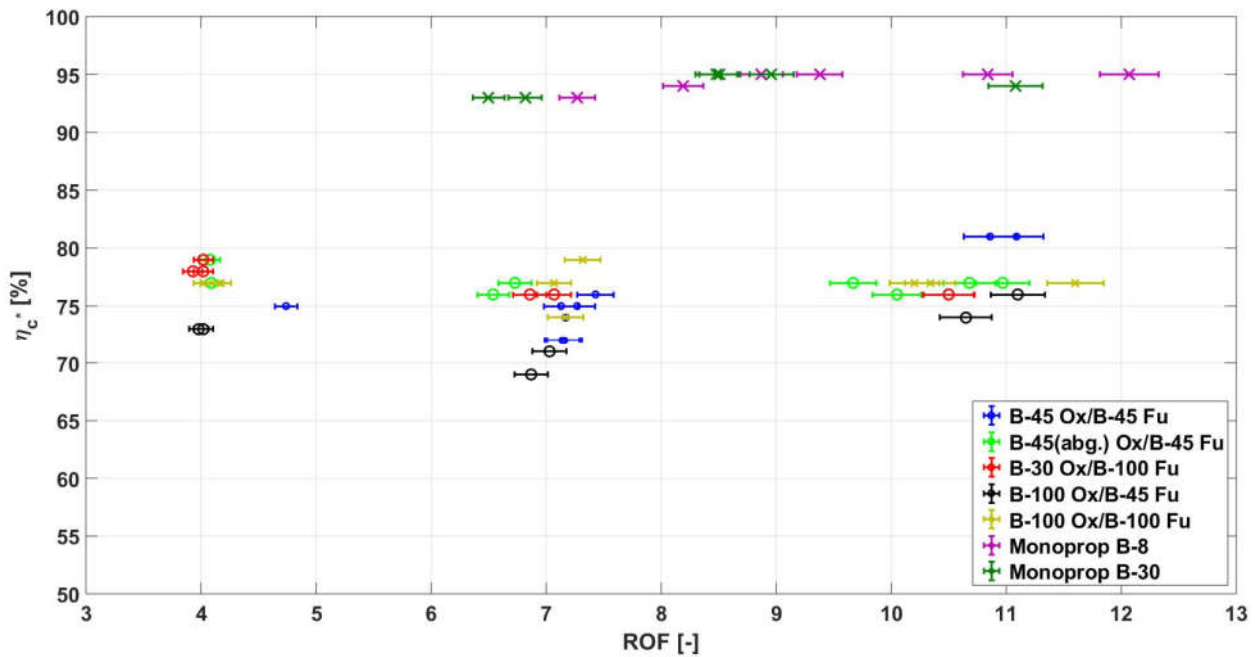


Bild 37: η_{c^*} über ROF für verschiedene Injektoren

Die Ergebnisse der c^* -Auswertung für verschiedene Massenströme sind im Diagramm in Bild 38 zusammengefasst. Bei den Monoprop-Versuchen steigt c^* mit steigendem Massenstrom von 1480 m/s auf 1540 m/s. Wie bereits in [34] beschrieben, steigt bei einem höheren \dot{m} der Druck in der Brennkammer und damit die Dichte. Ebenso steigt die Verbrennungstemperatur (siehe Bild 14). Durch die höhere Verbrennungstemperatur fließt mehr Wärme in die Brennkammerwand. Der Verlust an Wärme ist jedoch nicht so hoch wie die erhöhte Energiefreisetzung, hervorgerufen durch den höheren Druck in der Brennkammer. Für die Tests mit SIKA B-8 fehlen die Daten bei niedrigem und hohem Massenstrom, da es zu keiner Zündung kam bzw. die Flamme im Triebwerk kurz nach der Zündung wieder erlosch. Da c^* am Auslegungspunkt für beide Filterfeinheiten gleich ist, lässt sich kein Einfluss des Massenstroms auf die charakteristische Geschwindigkeit feststellen. Ein Anstieg von c^* wie bei den Monoprop-Versuchen kann bei den Biprop-Versuchen nicht beobachtet werden. Mit der Kombination B-100 Ox/B-100 Fu wurden zusätzliche Versuche mit dem höchst möglichen Massenstrom von 15,2 g/s durchgeführt. Für diese Versuche liegt c^* etwa bei 1330 m/s und im Mittel ca. 50 m/s über den anderen Biprop-Versuchen. Die übrigen Versuche in Biprop-Konfiguration ergeben, bei der Variation des Massenstroms, keine eindeutigen Unterschiede von c^* .

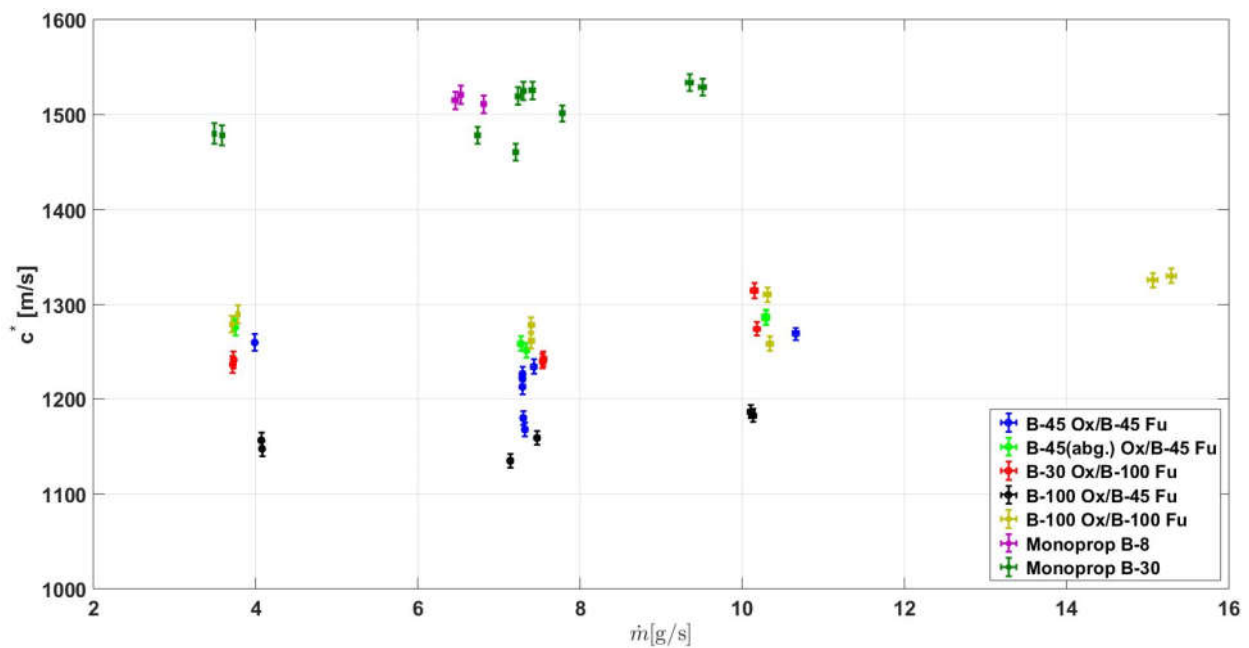


Bild 38: c^* über dem Massenstrom für verschiedene Injektoren

Ein Vergleich der erzielten c^* mit den theoretischen c^* in Bild 39 zeigt, dass wiederum kein Einfluss der Filterfeinheit bei unterschiedlichen Massenströmen ermittelt werden kann. Die Verbrennungseffizienz ist bei Einsatz des Treibstoffs als Monopropellant für SIKA B-8 und SIKA B-30 gleich (90 % bis 95 %). In Biprop-Konfiguration liegen die Effizienzen für verschiedene Massenströme zwischen 70 % und 80 %. Für die unterschiedlichen η_{c^*} der Injektoren bei den einzelnen Massenströmen können wiederum die Probleme der Dichtigkeit des Injektors verantwortlich gemacht werden.

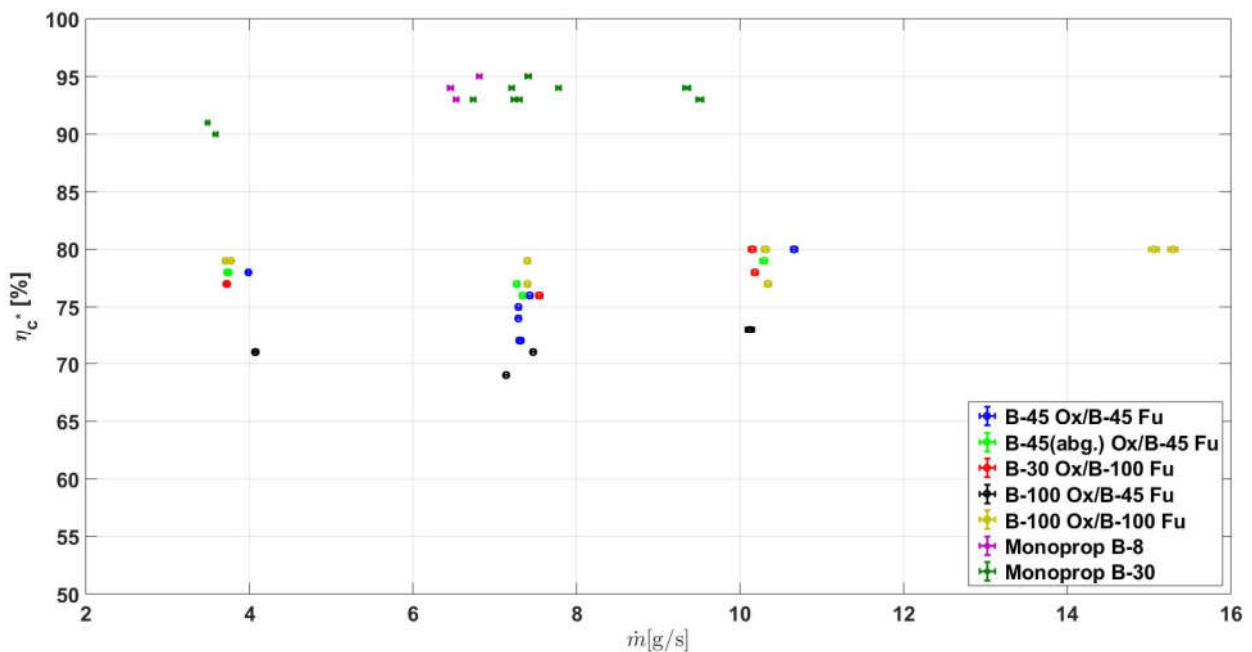


Bild 39: η_{c^*} über dem Massenstrom für verschiedene Injektoren

Um die Ergebnisse der Biprop-Versuche zusammenzufassen und übersichtlicher darzustellen, wurden die Ergebnisse der Versuche im Auslegungspunkt von c^* und η_{c^*} gemittelt und in folgendem Diagramm (Bild 40) dargestellt:

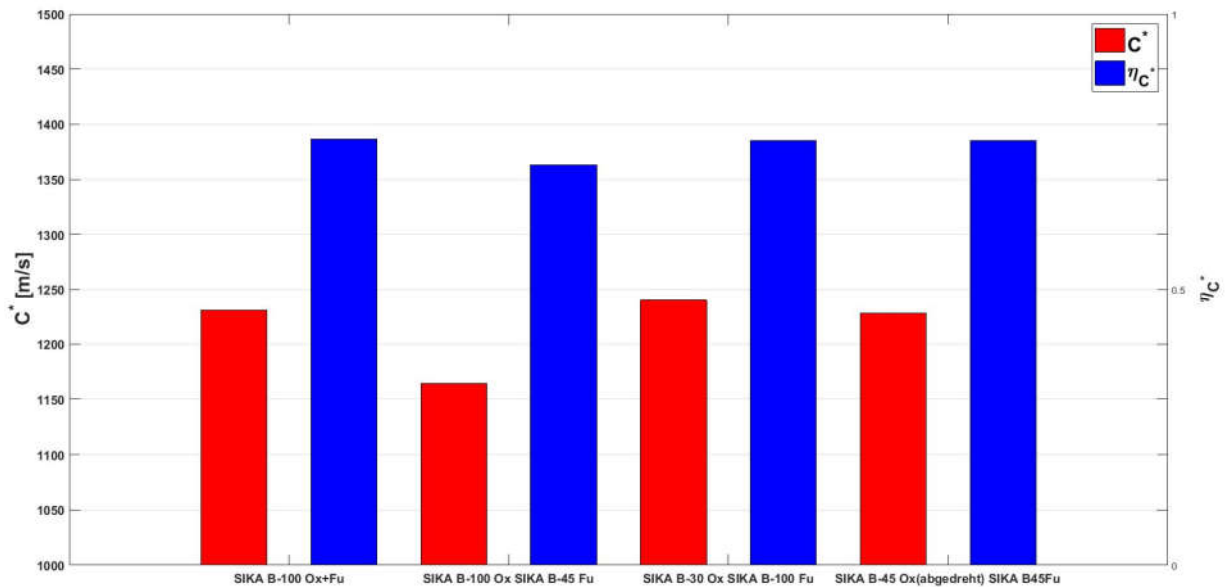


Bild 40: Gemittelte Werte verschiedener Injektoren ($L^*=0,73$ m, $\dot{m} \approx 7,5$ g/s, $ROF \approx 7$, Glühkerze)

Die Injektoren erzielen fast identische Ergebnisse in Bezug auf c^* und η_{c^*} . Lediglich die Kombination „SIKA B-100 Ox SIKA B-45 Fu“ zeigt niedrigere Werte auf. Nach Gl. (2.36) resultiert aus einer geringeren Porosität, und damit einer geringeren Permeabilität, eine höhere Austrittsgeschwindigkeit des Mediums aus dem porösen Material. Auf die Verbrennungseffizienz haben die Kombinationen aus feinem und grobem porösen Material keinen Einfluss. Erklären lässt sich dies vermutlich dadurch, dass sich die aus dem Material ausströmenden Gasstrahlen kurz nach der Austrittsfläche in der Geschwindigkeit angleichen und, aufgrund der Vielzahl der sich überschneidenden Strahlen und des Gegendrucks, ein homogen ausströmendes Feld bilden.

5.2. Einfluss der Brennkammerlänge und des Mischungsverhältnis auf c^* und η_c^*

Für den Vergleich verschiedener Brennkammerlängen und den Injektoren sowie zwischen Monoprop- und Biprop-Konfiguration wird die charakteristische Geschwindigkeit c^* und die Effizienz η_c^* ausgewertet. Im Gegensatz zum spezifischen Impuls I_{sp} , der eine Kennzahl für das gesamte Triebwerk einschließlich Expansionsdüse darstellt, ist die charakteristische Geschwindigkeit eine Kenngröße für die Effizienz der Brennkammer. c^* wird von vielen Faktoren beeinflusst wie dem Mischungsverhältnis ROF, der Aufbereitung des Treibstoffs im Injektor, dem Verlust von Wärme an die Brennkammerwand, dem L^* , der Ausbildung der Grenzschicht in der Brennkammer sowie von der Vollständigkeit der Verbrennung [34].

In den in diesem Abschnitt beschriebenen Versuchen in Mono- und Biprop-Konfiguration wurden unterschiedlich lange Brennkammern getestet, um den Einfluss der charakteristischen Brennkammerlänge L^* zu ermitteln. Mit jeder Brennkammerlänge wurde eine Testreihe durchgeführt. In diesen Testreihen wurden neben dem Auslegungspunkt (ROF=7, $\dot{m}=7,5$ g/s) ein weiterer Punkt mit höherem bzw. niedrigerem ROF (ROF=4 / ROF=10) und mit höherem und niedrigerem Massenstrom getestet ($\dot{m}=3,5$ g/s / $\dot{m}=10$ g/s).

Da der Injektor c^* beeinflusst, werden zur besseren Vergleichbarkeit die Versuche in Bipropellant-Konfiguration mit identischer Porosität des Injektors verglichen. Als Injektor wurde für N_2O und C_2H_6 jeweils ein SIKA B-45-Material verbaut.

Da die Verbrennungseffizienz in Biprop-konfiguration im Vergleich zur Monoprop-Konfiguration deutlich geringer ist, wurde zur Steigerung ein neuer Injektor entworfen und gefertigt. Dieser ersetzte die Aufnahme des porösen Materials für C_2H_6 . Der neue Injektor spritzt Ethan direkt in den Kühlfilm aus Lachgas ein. Das Lachgas strömt hingegen wie in den Versuchen zuvor durch das poröse Material in die Brennkammer. η_c^* konnte mit diesem neuen Injektor um 13 % gesteigert werden, was einer Steigerung um 17,3 % entspricht. Nachteilig wirkten sich die Rußablagerungen an der Brennkammerwand bis in den Düsenhals aus (siehe Bild 41). Die Rußablagerungen lösten sich teilweise während der Versuche und wurden im Abgasstrahl durch die Strömung aus der Brennkammer ausgeblasen. Im Langzeitversuch, die zur Untersuchung der auftretenden Wärmelasten durchgeführt wurden, konnte das Ausblasen des Rußes wiederholt beobachtet werden.

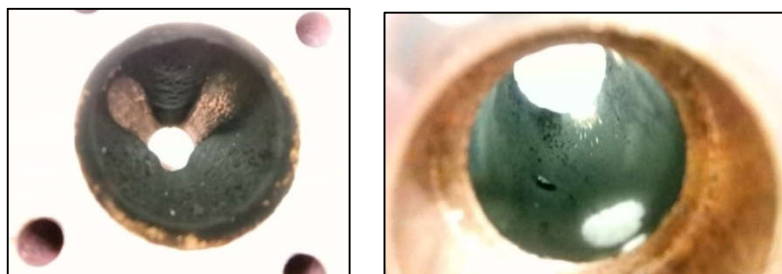


Bild 41: Links: Rußablagerungen in der Düse Rechts: Rußablagerungen an der Brennkammerwand

Mit dem Ausblasen des Rußes während der Versuche änderten sich die gemessenen Wandtemperaturen am Triebwerk. Bei den bisherigen Versuchen stieg die Temperatur kontinuierlich bis zu einem Maximum an und änderte sich dann nicht mehr. In Bild 42 sind die Temperaturen eines Langzeitversuchs mit dem neuen Injektor dargestellt. Die Temperaturen im Injektor und in der

Brennkammerwand am Kühlkanal zeigen deutlich Sprünge. Diese Temperatursprünge traten nach einem Ausblasen des Rußes auf. Die Rußschicht in der Brennkammer verringert den Wärmeübergang zwischen Heißgas und Brennkammerwand. Durch die Rußschicht steigt die Temperatur in der Wand geringer bis gar nicht mehr an. Nach dem Ablösen der Rußschicht überträgt sich die Temperatur des Heißgases wieder ungehindert auf die Brennkammerwand. Das zeigt sich an den Temperatursprüngen. Der unterschiedliche Temperaturverlauf entlang des oberen Kühlkanals (T-KK-O-01/ T-KK-O-02) bei 50 s, 125 s und 175 s zeigt die lokale Ablösung auf (siehe Markierungen). Die Temperaturmessstelle T-KK-O-01 ist die erste Messstelle hinter dem Injektor (15 mm). Dieser folgt in weiteren 15 mm Abstand T-KK-O-02. Dadurch ist eine axiale Temperaturmessung möglich. Die erste Temperaturspitze bei 50 s Versuchszeit wird vermutlich durch ein Abplatzen hervorgerufen. Im folgenden Zeitraum, bis etwa 120 s, baut sich die Rußschicht an der Brennkammerwand erneut auf. Diese löst sich daraufhin zuerst in der Nähe des Injektors, was einen Temperaturanstieg bei T-KK-O-01 verursacht. Nach 170 s Versuchszeit löst sich dann die Rußschicht im hinteren Teil der Brennkammer, wodurch die Temperatur bei T-KK-O-02 steigt. Die Versuchsreihe wurde nach diesem Versuch abgebrochen, um die Brennkammer auf Beschädigungen zu untersuchen. Die Brennkammer war intakt. Es wurden lediglich die Rußablagerungen in der Brennkammer bis zum Düsenhals entdeckt. In Bild 42 sind zusätzlich die Temperaturmessstellen im Injektor (T-INJ-01/ T-INJ-02) dargestellt. Sie zeigen ebenfalls Sprünge in der Temperatur auf. Die Sprünge folgen zeitlich den Temperatursprüngen in der Kühlkanalwand (T-KK-O-01/ T-KK-O-02). Die Temperaturen in der Brennkammerwand (T-BK-O-01/ T-BK-O-02) steigen, wie die Temperaturen im Injektor, nach ca. 80 s Versuchszeit nur noch minimal an.

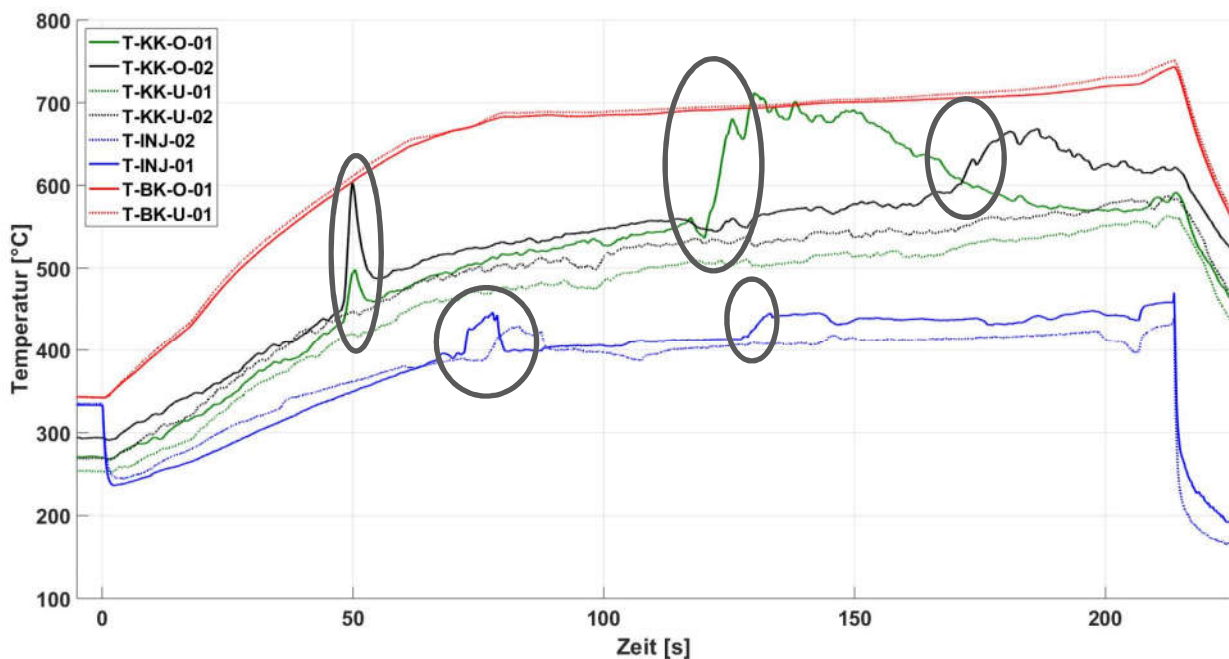


Bild 42: Temperaturen mit neuem Injektor ($L^*=0,63$ m, $\dot{m}=7,61$ g/s, $ROF=10,43$)

In folgendem Diagramm (Bild 43) ist c^* für verschiedene L^* dargestellt. In dem Diagramm sind lediglich die Versuche im Auslegungspunkt berücksichtigt. Es ergeben sich leichte Abweichungen von c^* zwischen den Testreihen. Die Abweichung wird vermutlich, trotz gleicher Einstellung, durch leicht variierender Massenströme und Mischungsverhältnissen verursacht. In Biprop-Konfiguration wurden Brennkammern

mit L^* von 0,53 m, 0,63 m, 0,73 m, 1,2 m und $L^*=0,63$ m mit neuem Injektor getestet. c^* steigt für die Biprop-Konfiguration mit steigendem L^* von ca. 1200 m/s für $L^*=0,53$ m auf über 1400 m/s für $L^*=1,2$ m an. In den Versuchen wurde bei gleichem Massenstrom ein steigender Brennkammerdruck mit zunehmendem L^* beobachtet. Nach Gl.(2.11) steigt c^* bei gleichem Düsenhalsdurchmesser und einem höheren Brennkammerdruck. In Biprop-Konfiguration bewirkt die Geometrie des Injektors eine Filmkühlung an der Brennkammerwand, da durch das äußere, poröse Material reines Lachgas in die Brennkammer einströmt. Die Durchmischung mit Ethan, welches kreisförmig in der Mitte einströmt, geschieht über die axiale, turbulente Durchmischung beider Gase in der Brennkammer. Unterstützt wird die Durchmischung durch die Expansion der Gase bei der Verbrennung. Da c^* mit L^* in Biprop-Konfiguration steigt, ist anzunehmen, dass das für die Verbrennungseffizienz optimale L^* bei höherem L^* liegt. Welcher Wert für L^* zur optimalen Verbrennung notwendig ist, kann aus dem Diagramm nicht ausgelesen werden.

Für die Biprop-Konfiguration $L^*=0,63$ m mit neuem Injektor (dunkelgrün) wird, im Vergleich zu $L^*=0,63$ m mit rein porösem Injektor (rot), ein deutlich höheres c^* erzielt. Die direkte Einspritzung von Brennstoff in den Kühlfilm erhöht damit c^* . Diese Konfiguration liegt etwa 100 m/s unterhalb der charakteristischen Geschwindigkeit der Monopropversuchen mit $L^*=0,63$ m (blau). Da c^* mit $L^*=0,63$ m (dunkelgrün) und dem neuem Injektor deutlich über $L^*=0,63$ m (rot) mit rein porösem Injektor liegt, vermischt dieser Oxidator und Brennstoff in der Brennkammer besser.

Die c^* -Werte in Monoprop-Konfiguration mit $L^*=0,63$ m weisen eine große Streuung auf. Der Massenstrom ist bei diesen Versuchen vor Versuchsbeginn schwer einzustellen. Das Durchmischen von Oxidator und Brennstoff findet in der Zuleitung vor dem Triebwerk statt, die eingestellten Drücke für Oxidator und Brennstoff beeinflussen sich daher gegenseitig und sind schwer einzustellen. Die Monoprop-Konfiguration mit $L^*=0,73$ m (lila) weist im Mittel mit 1525 m/s ein höheres c^* als die Monoprop-Konfiguration (mit $L^*=0,63$ m) mit 1495 m/s auf. Um in Monoprop-Konfiguration ebenfalls das optimale L^* zu ermitteln, wären weitere Tests mit zusätzlichen L^* -Variationen notwendig.

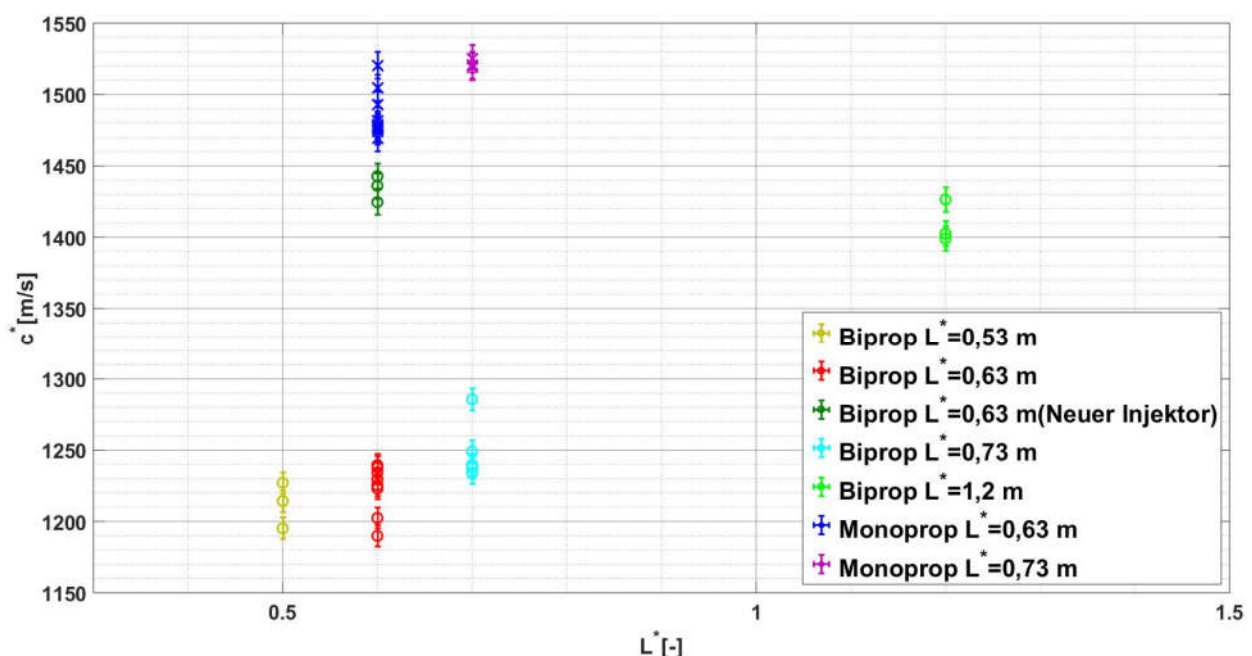


Bild 43: Resultierende c^* -Werte verschiedener L^* ($\dot{m}=7,5$ g/s, ROF=7, Glühkerze)

Der Vergleich der experimentell ermittelten c^* mit den theoretischen c^* für verschiedene L^* -Werte und Konfigurationen, ist anhand von η_{c^*} in Bild 44 dargestellt. η_{c^*} ist nach Gl.(2.12) berechnet, c^*_{theo} aus NASA CEA [6] entnommen. Für die Monoprop-Konfiguration mit $L^*=0,63$ m und $L^*=0,73$ m (cyan) ist η_{c^*} mit über 90 % für alle Konfigurationen am höchsten. In Biprop-Konfiguration mit $L^*=0,63$ m und neuem Injektor steigert die direkte Einspritzung des Brennstoffs in den Kühlfilm η_{c^*} im Vergleich zum rein porösen Injektor um 17,3 %. Wird in der Biprop-Konfiguration die Brennkammer verlängert, steigt die Effizienz von unter 75 % auf 86 %. Die höchste Effizienz der Biprop-Konfigurationen erzielt $L^*=0,63$ m mit dem neuen Injektor. Sie liegt mit $\eta_{c^*}=88$ % etwas höherer als $L^*=1,2$ m mit porösem Injektor (hellgrün) und $\eta_{c^*}=86$ %.

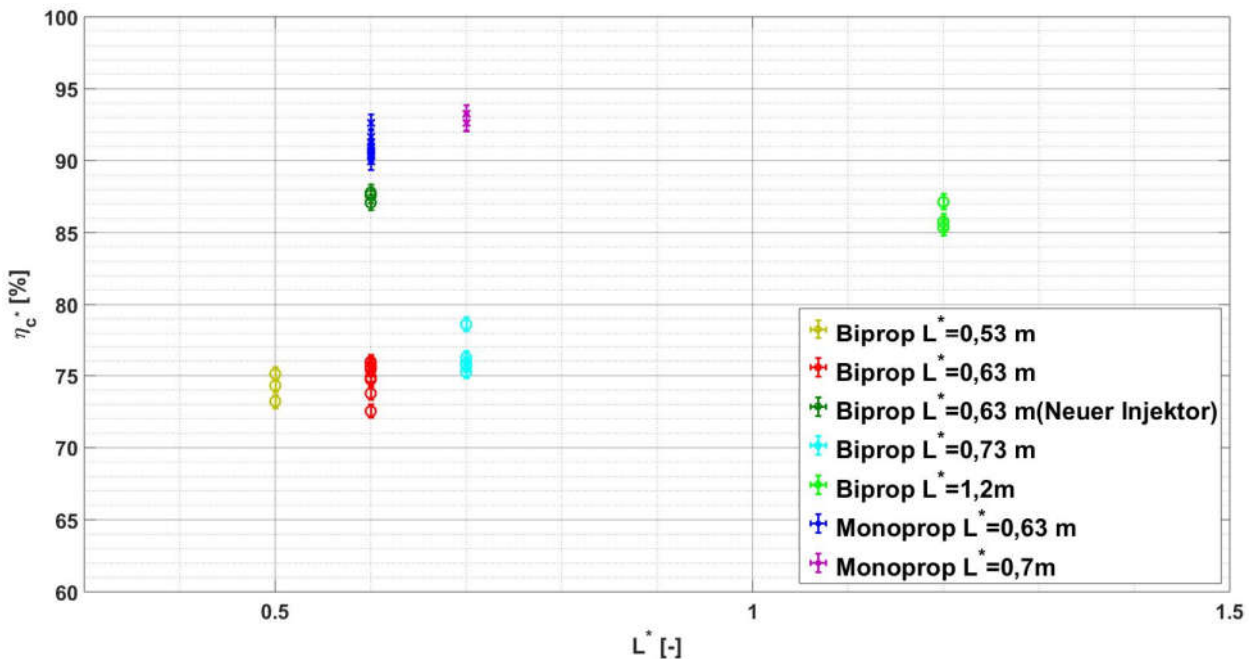


Bild 44: Resultierende η_{c^*} -Werte verschiedener L^* ($\dot{m}=7,5$ g/s, ROF=7)

Zur Untersuchung des ROF-Einflusses wurde in jeder Konfiguration die Treibstoffzusammensetzung bei einem Massenstrom von $\dot{m}=7,5$ g/s variiert. In Bild 45 sind die Versuche bei ROF=4, am Auslegungspunkt mit ROF=7, und ROF=10 dargestellt. Es ist kein deutlicher Einfluss des Mischungsverhältnisses auf c^* zu erkennen. Die Konfigurationen $L^*=0,63$ m mit neuem Injektor (dunkelgrün) und $L^*=1,2$ m mit porösem Injektor (hellgrün) zeigen einen leichten Abfall von c^* bei ROF=4 und ROF=10. In den anderen Biprop-Konfigurationen steigt c^* leicht bei ROF=4, fällt aber bei ROF=10 ab. In der Monoprop-Konfiguration konnte bei ROF=4 nicht gezündet werden bzw. die Flamme wurde aus der Brennkammer getragen und ist daraufhin verloschen. Daher sind hier keine Daten vorhanden.

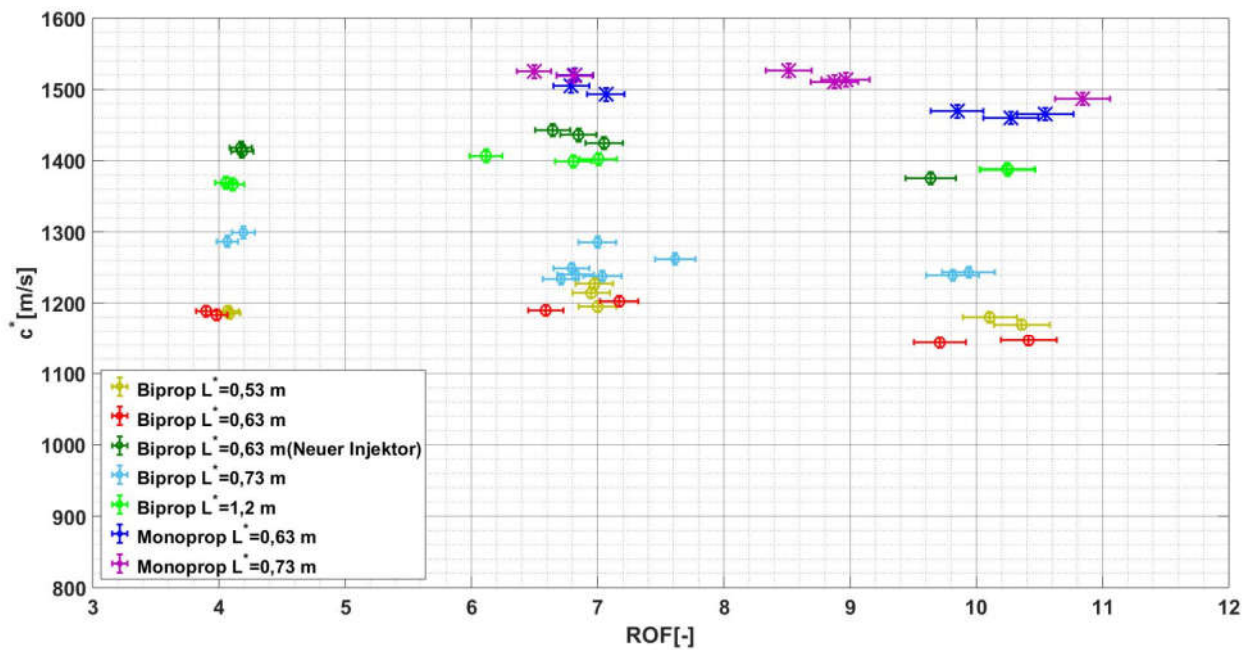


Bild 45: ROF-Einfluss auf c^* ($\dot{m}=7,5$ g/s)

In Bild 46 ist η_{c^*} für die verschiedenen ROF aufgetragen. η_{c^*} bleibt für die Biprop-Konfigurationen für verschiedene ROF annähernd konstant. Lediglich die Biprop-Konfiguration mit $L^*=1,2$ m (hellgrün) zeigt einen leichten Anstieg bei steigendem ROF. Da für ROF=10 nur ein Wert vorliegt, müsste ein höheres η_{c^*} in weiteren Versuchen bestätigt werden.

Das η_{c^*} der Monoprop-Versuche (in Bild 46 lila und blau) weisen bei höherem ROF einen höheren Wert auf. Ein Vergleich der Monoprop-Konfigurationen ergibt ein höheres η_{c^*} für die Brennkammer mit $L^*=0,73$ m. Dies bestätigt die Vermutung, dass ein optimales L^* für einen Monopropellant aus C_2H_6/N_2O bei höherem L^* liegt.

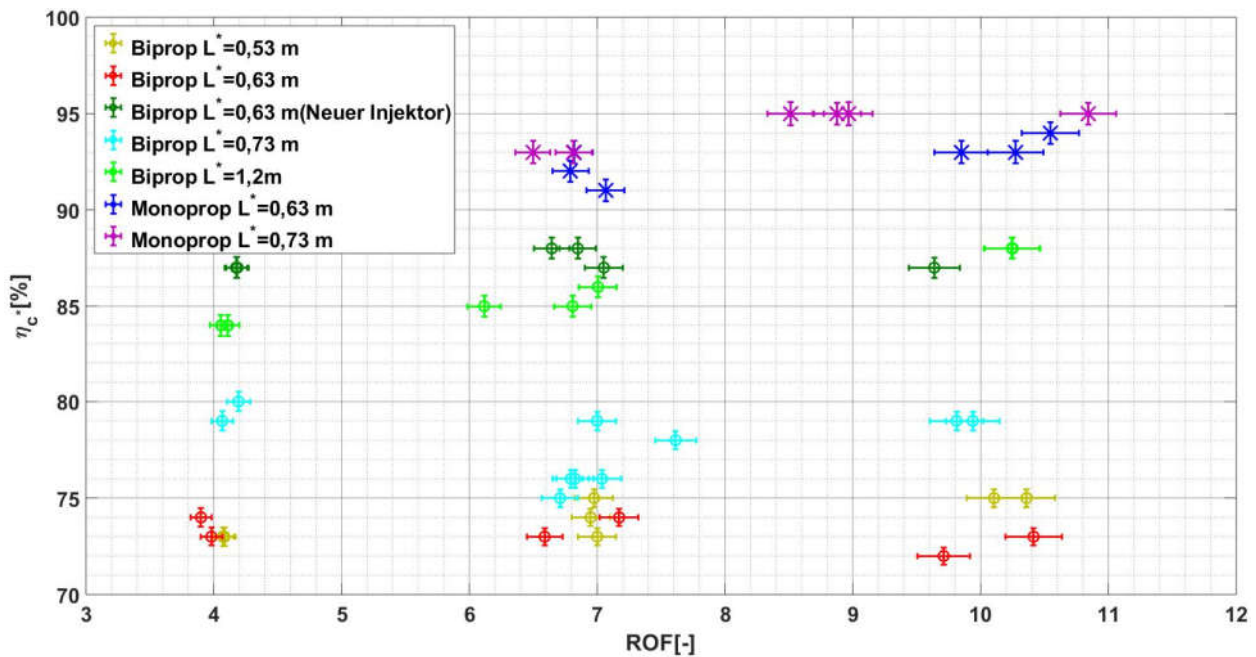


Bild 46: η_{c^*} in Abhängigkeit des ROF ($\dot{m}=7,5$ g/s)

Um den Einfluss des Massenstroms auf die charakteristische Geschwindigkeit zu untersuchen, wurden Versuche bei gleichem ROF aber unterschiedlichen Massenströmen durchgeführt. Neben dem Referenzpunkt mit $\dot{m}=7,5$ g/s fanden Versuche bei $\dot{m}=3,5$ g/s und $\dot{m}=10$ g/s statt. Die Auswertung von c^* über dem Massenstrom für diese Versuche ist in Bild 47 dargestellt. Das höchste c^* wird für die Monoprop-Konfigurationen erreicht. Die c^* -Werte der Monoprop-Konfigurationen liegen im Bereich 1475 m/s bis 1535 m/s. Eine Erhöhung des Massenstroms führt zu einer Erhöhung von c^* . Der Verlauf von c^* bei unterschiedlichen Massenströmen ist für die verschiedenen Biprop-Konfigurationen unterschiedlich. Das c^* der Biprop-Konfiguration mit $L^*=0,63$ m (dunkelblau), $L^*=0,73$ m (cyan) und $L^*=1,2$ m (hellgrün) steigt mit steigendem Massenstrom. Die Biprop-Konfiguration mit $L^*=1,2$ m und $L^*=0,63$ m mit neuem Injektor (dunkelgrün) liegen dabei im Mittel um 100 m/s über den Konfiguration mit porösem Injektor mit $L^*=0,73$ m. c^* der Biprop-Konfigurationen mit $L^*=0,53$ m (ocker), $L^*=0,63$ m (rot) haben mit $c^*=1200$ m/s gleiche Werte. Bei höherem Massenstrom bleibt c^* für die Biprop-Konfiguration mit $L^*=0,53$ m und $L^*=0,63$ m mit neuem Injektor gleich.

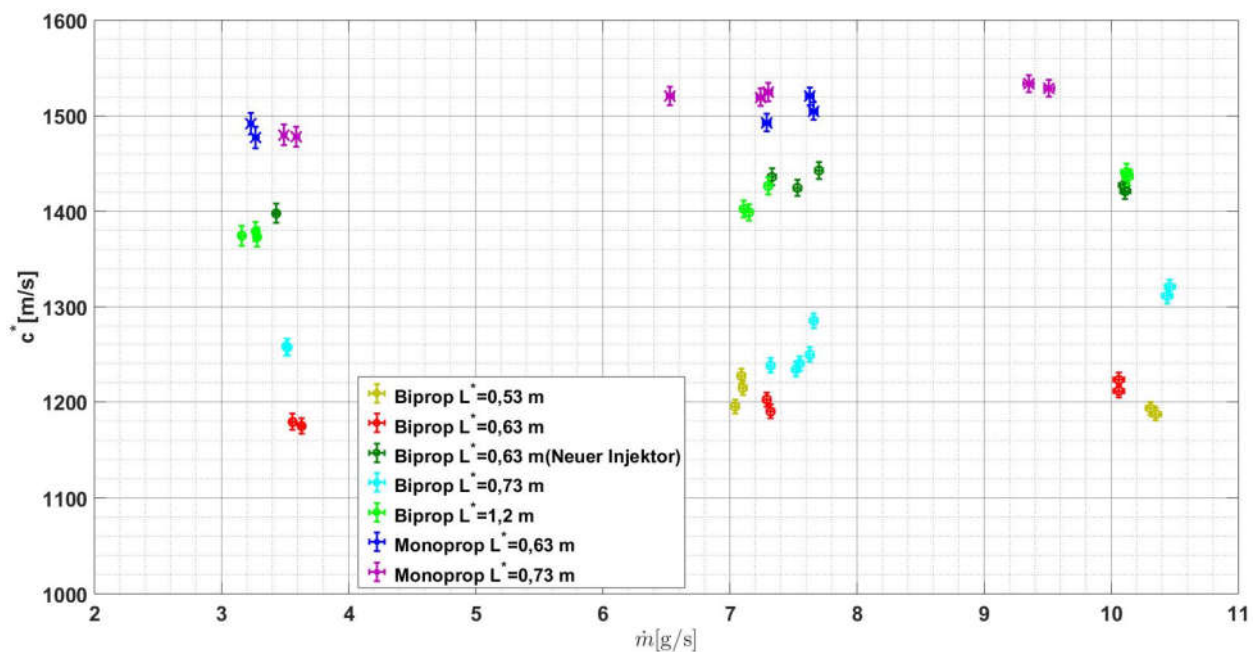


Bild 47: Resultierende c^* -Werte für verschiedene Massenströme bei verschiedenen charakteristischen Brennkammerlängen (ROF=7)

Die Auswertung der Effizienz η_{c^*} bei unterschiedlichen Massenströmen in Bild 48 zeigt einen ähnlichen Verlauf wie c^* in Bild 47. In Bild 48 ist η_{c^*} der Konfigurationen bei unterschiedlichen Massenströmen aufgetragen. η_{c^*} ist in den Monoprop-Konfigurationen mit Werten zwischen 90 % und 95 % am höchsten. η_{c^*} steigt dabei mit steigendem Massenstrom. Von den Biprop-Konfigurationen haben $L^*=1,2$ m und $L^*=0,63$ m mit neuem Injektor die höchsten Werte ($\eta_{c^*}=84$ % bis $\eta_{c^*}=88$ %). Für die Biprop-Konfigurationen $L^*=0,53$ m, $L^*=0,63$ m und $L^*=0,73$ m liegt die Effizienz unter $\eta_{c^*}=82$ %.

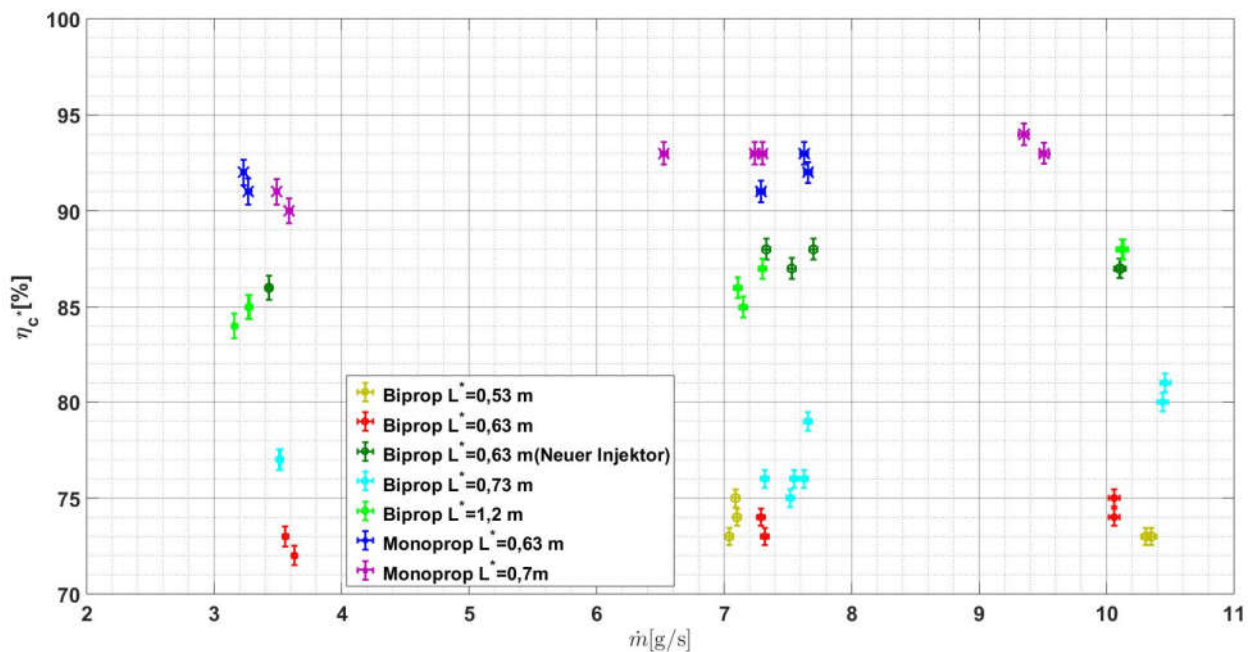


Bild 48: η_c bei unterschiedlichen Massenströmen (ROF=7)

L^* hat neben dem Injektor, und der damit verbunden Durchmischung von Oxidator und Brennstoff, einen großen Einfluss auf die charakteristische Geschwindigkeit c^* und die Effizienz η_{c^*} . Dass die Treibstoffzusammensetzung und der Massenstrom geringen bis keinen Einfluss auf c^* bzw. η_{c^*} haben, kann damit erklärt werden, dass die Verbrennung in der Brennkammer in Biprop-Konfiguration unvollständig ist. Bei einer Verlängerung der Brennkammer, und damit L^* , wird die Aufenthaltszeit des Treibstoff erhöht. Dadurch, dass der Treibstoff länger in der Brennkammer verweilt, können sich Oxidator und Brennstoff stärker durchmischen. Ebenso steht mehr Zeit für die chemische Reaktion zur Verfügung, wodurch eine vollständige Verbrennung begünstigt wird. Diese beiden Effekte führen zur Steigerung der Effizienz. Das Konzept des neuen Injektors mit der direkten Einspritzung von Brennstoff in den Kühlfilm führt ebenfalls zu einer Steigerung von c^* und der Effizienz. In diesem Fall wird durch die Einspritzung in den Kühlfilm Oxidator und Brennstoff bereits kurz nach dem Injektor durchmischt. Die Effizienz der Brennkammer mit $L^*=0,63$ m und dem neuen Injektor ist ähnlich zur Verbrennungseffizienz einer Brennkammer mit $L^*=1,2$ m und porösem Injektor.

In der Monoprop-Konfiguration entfällt die Durchmischung in der Brennkammer, ebenso entfällt der Kühlfilm. Dass c^* bei einer Brennkammerlänge mit $L^*=0,73$ m im Vergleich zu $L^*=0,63$ m größer ist, legt den Schluss nahe, dass für die Treibstoffkombination N_2O/C_2H_6 der optimale L^* -Wert größer als 0,73 m, und damit höher als für N_2O/C_2H_4 ist. Eine frühere Untersuchung zu L^* von Bätz ergab ein optimales L^* von 0,3 m bis 0,5 m für einen vorgemischten Treibstoff aus N_2O/C_2H_4 . Um einen Wert für das optimale L^* für N_2O/C_2H_6 zu ermitteln sind Versuche mit weiteren Brennkammerlängen notwendig.

5.3. Analyse der auftretenden Wärmeströme

Zur Auswertung der Wärmeströme wird die Versuchszeit schrittweise verlängert bis sich die Temperatur im Injektor nicht mehr ändert. Die Temperatur im Injektor ist gleichzeitig die Kühlkanalaustrittstemperatur. In diesem stationären Zustand entspricht der dem Kühlkanal zugeführte Wärmestrom \dot{Q}_{zu} dem abgeführten Wärmestrom \dot{Q}_{ab} :

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{Q}_{ab} \quad (5.3)$$

Zur Berechnung des Wärmestroms \dot{Q}_{zu} wird Gl. (2.17) herangezogen, wobei zwischen Versuchen mit Monopropellant und Bipropellant unterschieden werden muss. Im Bipropellantbetrieb besteht der Kühlmittelmassenstrom aus N_2O , während bei Monopropellantbetrieb der gesamte Massenstrom ($N_2O + C_2H_6$) als Kühlmittel dient. Für die Auswertung der Wärmeströme werden der Massenstrom, sowie die Temperaturen vor und hinter dem Kühlkanal aus den Versuchsdaten ausgelesen. Die Temperaturmessstelle vor dem Kühlkanal befindet sich in der Zuleitung und die Temperaturmessstelle hinter dem Kühlkanal stellt die Temperatur vorm Injektor dar. Das für die Berechnung benötigte c_p ist aus REFPROP [33] entnommen, bzw. anhand der in Kapitel 2.3 beschriebenen Werte extrapoliert worden.

In der ersten durchgeführten Testreihe wurde die Versuchszeit schrittweise verlängert bis die Temperaturen sich nicht mehr änderten. Die Versuchszeit betrug 10 s, 20 s, 40 s, 80 s, 160 s, 300 s und 420 s. Durch die Erwärmung des Triebwerks während dem Versuch, konnte im darauffolgenden Versuch bei einer höheren Brennkammerwandtemperatur der Versuch begonnen werden. Durch die höhere Temperatur des Triebwerks bei Versuchsbeginn und die verlängerte Versuchszeit konnten stationäre Temperaturen erreicht werden. Getestet wurde mit der Brennkammer mit $L^*=0,73$ m Brennkammer in der Bipropellantkonfiguration. Als Injektor wurde ein SIKA-B45-Material jeweils für Lachgas und Ethan verbaut. Die Versuche wurden am Auslegungspunkt mit einem Massenstrom von $7,5 \text{ g/s}$ und einem ROF von 7 durchgeführt. Gezündet wurde mit der Glühkerze. Bei der schrittweisen Verlängerung der Versuchszeit konnte im 8. Versuch, mit 420 s Versuchszeit, erstmals stationäre Temperaturen beobachtet werden. Bei diesem Versuch änderten sich die Temperaturen im Injektor nach ca. 250 Sekunden nicht mehr. Die gesamte Versuchsdauer betrug 420 Sekunden. In Bild 49 ist der Temperaturverlauf im Injektor (T-INJ-01/T-INJ-02) und in den Zuleitungen für N_2O (T-N2O-01) und C_2H_6 (T-C2H6-01) dargestellt.

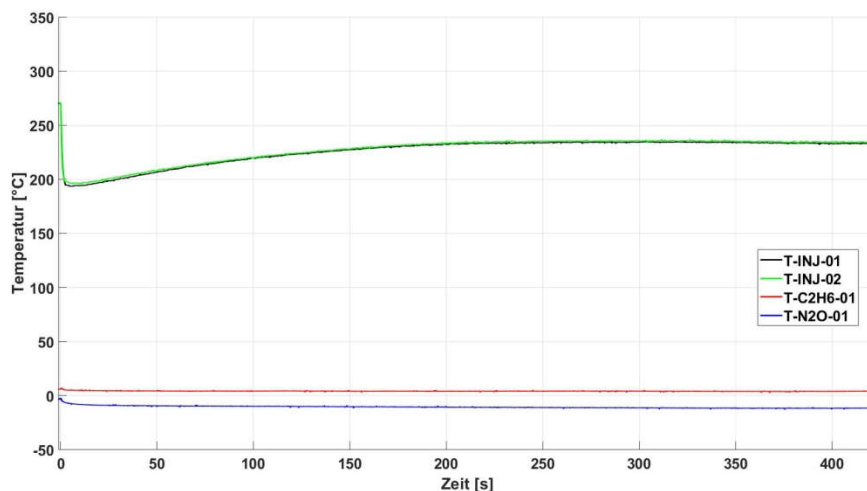


Bild 49: Temperaturverlauf (Biprop-Konfiguration, $L^*=0,73$ m, $\dot{m}=7,57 \text{ g/s}$, ROF=7,46)

In Bild 50 ist der durch die Erwärmung des Lachgases im Kühlkanal abgeführte Wärmestrom über der Versuchszeit aufgetragen. Da sich der Wärmestrom aus den Temperaturen aus Bild 49 berechnet, ist ein stationärer Wärmestrom ebenfalls nach ca. 250 s Versuchszeit erreicht. Aufgrund des leicht schwankenden Wärmestroms im Bereich 200 s bis 400 s, wurde dieser gemittelt und beträgt 1604 W. Die maximale Brennkammerwandtemperatur während des Versuchs betrug 400 °C, die Wandtemperatur auf Höhe der Kühlkanäle 300 °C. Der Kühlmittelstrom (N_2O) erwärmte sich von -10,8 °C auf 233 °C.

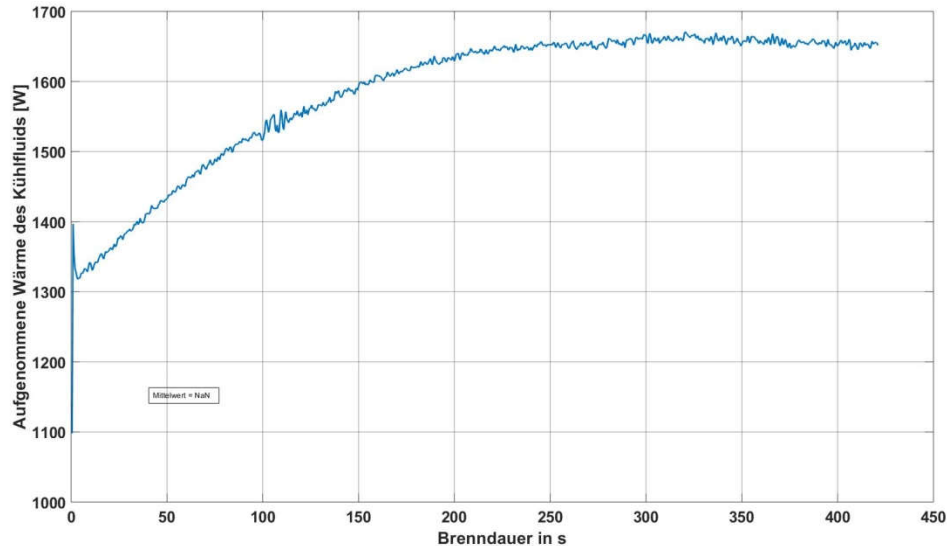


Bild 50: Abgeführter Wärmestrom (Biprop-Konfiguration, $L^*=0,73$ m, $\dot{m}=7,57$ g/s, ROF=7,46)

Zur Ermittlung des Einflusses des ROF auf den Wärmestrom, wurde das ROF bei gleichem Massenstrom in weiteren Versuchen variiert. Wie in Kapitel 3.3 erläutert, ist die Verbrennungstemperatur abhängig von der Treibstoffzusammensetzung. Die maximale Verbrennungstemperatur von C_2H_6 & N_2O liegt bei ROF 9 (siehe Bild 14). Der höchste Wärmestrom mit 1604 W wurde im Auslegungspunkt erzielt (Bild 51). Hier wurden neben dem Auslegungspunkt (ROF 7), weitere Versuche bei höherem und bei niedrigerem ROF durchgeführt. Es ergibt sich ein geringerer Wärmestrom bei höherem und niedrigerem ROF. Bei fettem Treibstoffgemisch (ROF ca. 4,5), wurde ein Wärmestrom von 1335 W, und bei dem mageren Gemisch (ROF 11) von 1260 W berechnet. Neben der geringeren Verbrennungstemperatur strömt bei hohem ROF mehr N_2O als Kühlmittel durch die Kühlkanäle. Zusätzlich verstärkt sich die Filmkühlung, was für einen verringerten Wärmeeintrag in die Brennkammerwand sorgt. Bei niedrigerem ROF strömt weniger N_2O durch die Kühlkanäle und die Filmkühlung wird verringert. Dass der Wärmestrom bei höherem ROF dennoch größer ist, kann dadurch begründet werden, dass die Verbrennungstemperatur bei einem ROF unterhalb der stöchiometrischen Treibstoffzusammensetzung stärker abfällt als bei einem höheren ROF 8 (siehe Bild 14). Dies entspricht auch der Berechnung der Kühlkanalaustrittstemperatur für verschiedene Nußelt-Korrelationen aus Kapitel 3.3.2. In der Berechnung der Kühlkanalaustrittstemperatur aus den Versuchen fällt die Temperatur für ROF < 9 stärker ab als für ROF > 9. Für die Ermittlung des genauen Verlaufs des Wärmestroms in Abhängigkeit der ROF sind weitere Tests mit feinerer Abstufung notwendig. Dies gilt auch zur Ermittlung des ROFs bei dem der maximale Wärmestrom auftritt.

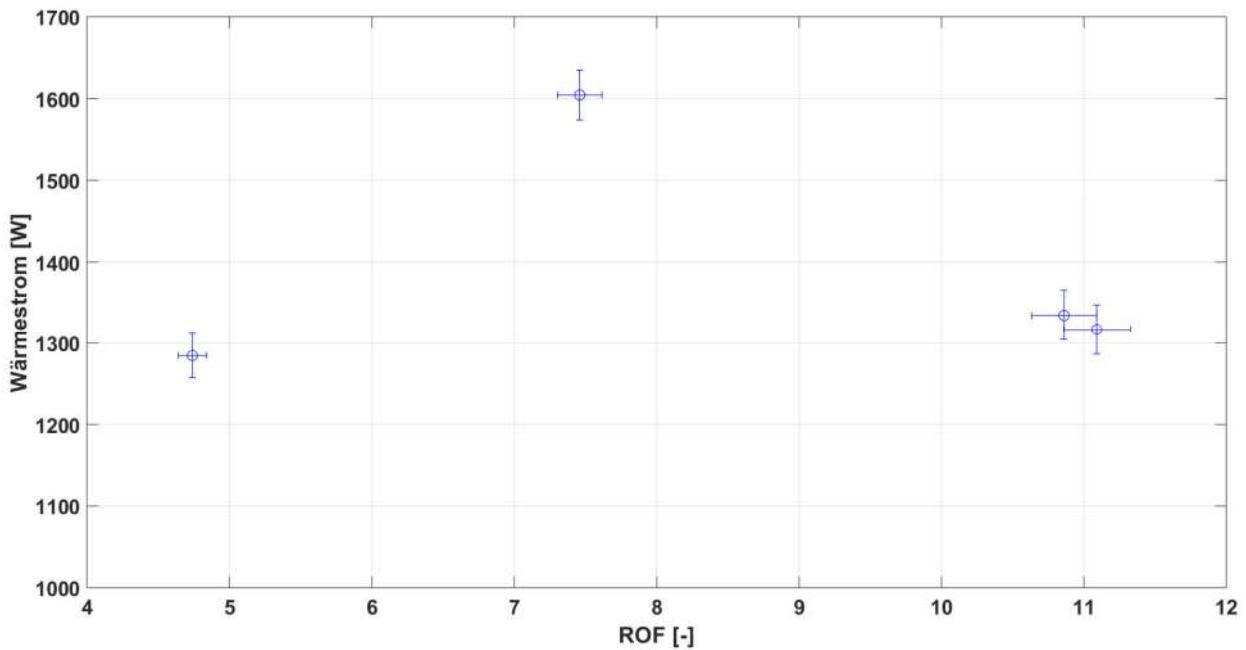


Bild 51: Einfluss des ROF auf den Wärmestrom (Biprop-Konfiguration, $L^*=0,73$ m, $\dot{m}=7,57$ g/s, ROF=7,46)

Um den Einfluss des Massenstroms auf den Wärmestrom zu ermitteln wurde in dieser Testreihe der Massenstrom bei gleichem ROF variiert (Bild 52). Bedingt durch die niedrigen Außentemperaturen und der weiteren Abkühlung der Gasflaschen bei der Entnahme, fiel bei einem höheren Massenstrom (10 g/s) der Druck in der Zuleitung ab. Dadurch verschob sich das ROF während des Versuchs, so stellte sich kein stationärer Temperaturwert ein. Daher konnten nur die Wärmeströme bei $\dot{m}=7,5$ g/s und bei niedrigem Massenstrom ($\dot{m}=4$ g/s) ausgewertet werden. Im Versuch mit $\dot{m}=10,6$ g/s wurde ein annähernd stationären Zustand erreicht. Der sich ergebende Wärmestrom wurde in diesem Versuch aus dem Anstieg der Wärme abgeschätzt. Der Abschätzung wird durch einen größeren Fehlerbereich Rechnung getragen. In Bild 52 ist der Wärmestrom für die Versuche über dem Massenstrom aufgetragen. Deutlich zu erkennen ist, dass der Wärmestrom bei höherem Massenstrom zunimmt. Die in der Brennkammer freigesetzte Wärmemenge steigt nach Gl. (2.17) mit steigendem Massenstrom. Mit steigendem Massenstrom steigen der Druck und die Dichte in der Brennkammer. Der Wärmeübergang, der durch die Nußeltzahl ausgedrückt werden kann, steigt ebenfalls. Die die Nußeltzahl ist nach Gl. (2.22) u.a. eine Funktion der Reynoldszahl ist, welche bei größerer Dichte steigt. Eine gedachte Verbindung der Punkte in Bild 52 ergibt jedoch keine Gerade, da die Wärmemenge bei dem hohen Massenstrom ($\dot{m}=10,6$ g/s) gegenüber der Geraden leicht abfällt. Der Anstieg des Wärmestroms wurde bereits von Bartz [28] mit einem Druckexponenten von 0,8 angegeben. Die Verbrennungseffizienz verschlechtert sich noch mehr, da die unvollständige Verbrennung durch den steigenden Kühlfilm verstärkt wird. Die Verbrennungseffizienzen in diesen Versuchen lag im Auslegungspunkt bei 80%, und bei den Massenströmen von 4 g/s und 10,6 g/s bei 77 % bzw. 78 %.

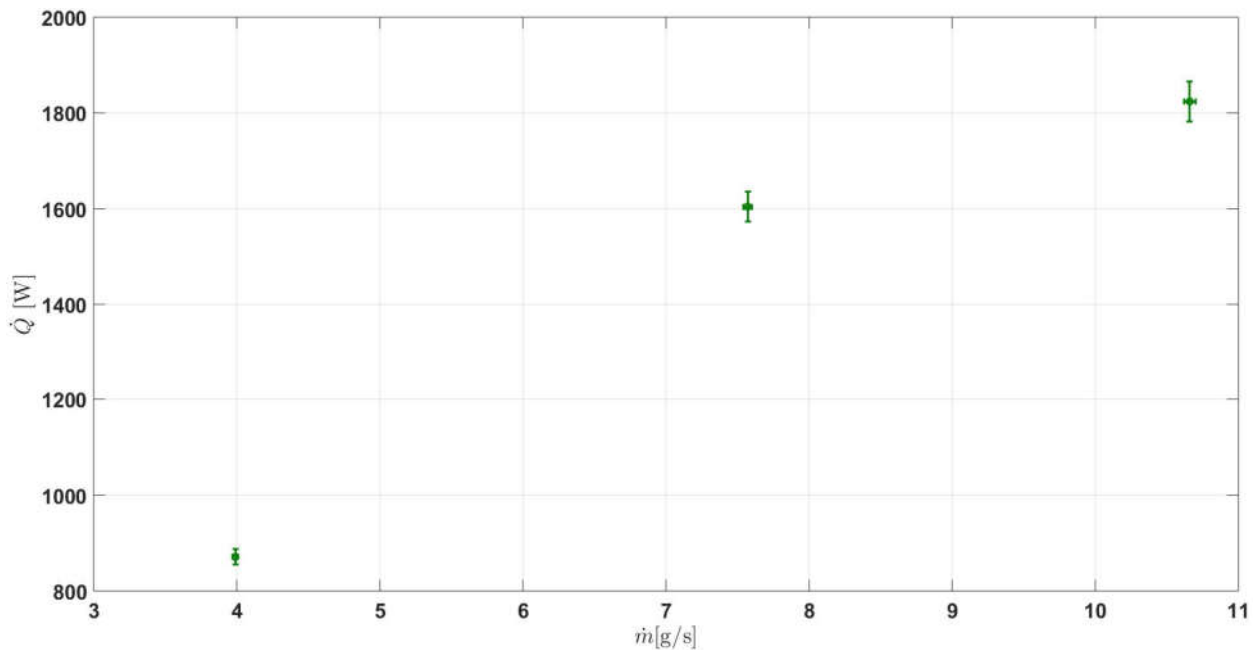


Bild 52: Einfluss des Massenstroms auf den Wärmestrom

Neben der vorgestellten Biprop-Konfiguration mit $L^*=0,73$ m und einem Injektor aus porösem Material (SIKA B-45 Ox+Fu) wurden Langzeitversuche mit weiteren Brennkammerlängen durchgeführt:

Biprop	Monoprop	Injektor	Eingesetztes L^*
X		SIKA B-45 (Ox + Fu)	0,6 m
X		SIKA B-45 (Ox + Fu)	0,7 m
X		SIKA B-45 (Ox + Fu)	1,2 m
X		SIKA B-45 Ox /Neuer Injektor für Fu	0,6 m
	X	SIKA B-30	0,6 m

Tabelle 8: Versuchsübersicht zur Wärmeauswertung

Die Versuchsreihen der Konfigurationen aus Tabelle 8 wurden wie die bereits beschriebenen Versuchsreihen mit Variation des ROF und des Massenstroms durchgeführt. In Bild 53 sind die vom Kühlmittel aufgenommenen Wärmeströme über dem jeweiligen L^* aufgetragen. Es konnte in einem Versuch ein stationärer Zustand der Temperaturen in Monoprop-Konfiguration erreicht werden. Dieser Versuch fand am Auslegungspunkt ($\dot{m}=7,5$ g/s, ROF=7) mit einer Brennkammerlänge von $L^*=0,63$ m statt. Da im Monoprop kein Kühlfilm möglich ist, wurde bei diesem Versuch der höchste Wärmestrom mit 3571 W in die Brennkammerwand gemessen. Der Treibstoff trat mit -3 °C in den Kühlkanal, wurde durch die Brennkammerwand erwärmt, und strömte mit einer Temperatur von 435 °C aus dem Kühlkanal in den Injektor. Die maximal in der Brennkammerwand gemessene Temperatur betrug 823 °C. Die Brennkammern mit $L^*=0,63$ m wurden mit drei unterschiedlichen Injektoren getestet. In Monoprop-Konfiguration, in Biprop-Konfiguration mit neuem Injektor und in Biprop-Konfiguration mit porösem

Material für N_2O und C_2H_6 . $L^*=0,63$ m mit neuem Injektor wurde in der Auswertung einbezogen, da der neue Injektor Brennstoff direkt in den Kühlfilm eingespritzt wird, um damit die Verbrennungseffizienz zu erhöhen. Aufgrund der gestiegenen Verbrennungseffizienz wurde auch ein veränderter Wärmestrom erwartet. In die Brennkammern mit $L^*=0,73$ m und $L^*=1,2$ m wurden jeweils poröses Material für Oxidator und Brennstoff verbaut. Zur besseren Vergleichbarkeit sind für die Biprop-Versuche jeweils poröse Materialien (SIKA B-45) mit gleicher Porenfeinheit als Injektor verbaut. Im Vergleich der Brennkammern mit $L^*=0,63$ m ist im Monoprop-Versuch der Wärmestrom am höchsten. Für ein L^* von $0,63$ m wurde mit dem neuen Injektor ein Wärmestrom von 1675 W erreicht, dagegen erreichte das $L^*=0,63$ m mit porösem Injektor 1080 W. Mit dem neuen Injektor ergibt sich somit ein um 55% höherer Wärmestrom bei gleichem L^* . Die Brennkammern mit $L^*=0,73$ m und $L^*=1,2$ m haben eine größere Oberfläche als die Brennkammer mit $L^*=0,63$ m. Durch die höhere Brennkammeroberfläche ergibt sich insgesamt ein höherer Wärmestrom von 1604 W für $L^*=0,73$ m und 2212 W für $L^*=1,2$ m. Da die Oberfläche des Kühlkanals proportional mit der Brennkammerlänge zunimmt, erhöht sich die Temperatur des Kühlmittels ebenfalls. Dass die Wärmemenge bei $L^*=1,2$ m nicht proportional mit der Brennkammeroberfläche ansteigt, deutet auf ein Maximum an übertragbarer Wärmemenge für ein bestimmtes L^* hin. Bei welchem L^* diese Maximum liegt kann aus den getesteten L^* nicht ausgelesen werden. Dafür wären weitere Tests mit weiteren L^* -Variationen notwendig.

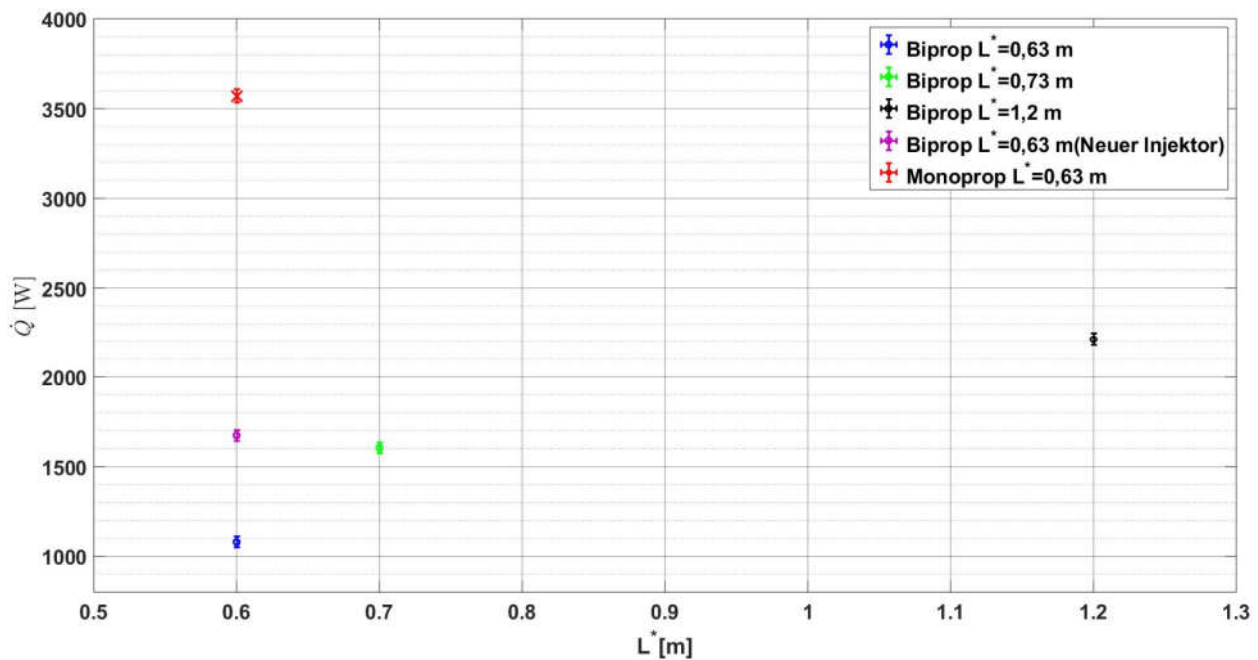


Bild 53: Wärmestrome bei verschiedenen charakteristischen Brennkammerlängen im Auslegungspunkt ($\dot{m}=7,5$ g/s, $\text{ROF}=7$)

Die Wärmestromdichte der verschiedenen charakteristischen Brennkammerlängen ist in Bild 54 dargestellt. Während der Wärmestrom in Bild 53 mit zunehmendem L^* ansteigt, fällt die Wärmestromdichte für $L^*=1,2$ m (schwarz) wieder leicht ab. Da die Wärmestromdichte der Quotient aus der Wärmemenge und der Brennkammeroberfläche ist, muss bei $L^*=1,2$ m der Zuwachs an Oberfläche höher sein wie der Wärmeeintrag in die Brennkammerwand. Es ist anzunehmen, dass das die maximale Wärmestromdichte bei $0,73 \text{ m} < L^* < 1,2 \text{ m}$ liegt. L^* hätte die kleinstmögliche Brennkammeroberfläche bei einem maximalen Wärmeeintrag. Vermutlich findet in diesem Bereich auch die maximale Wärmefreisetzung der Flamme statt.

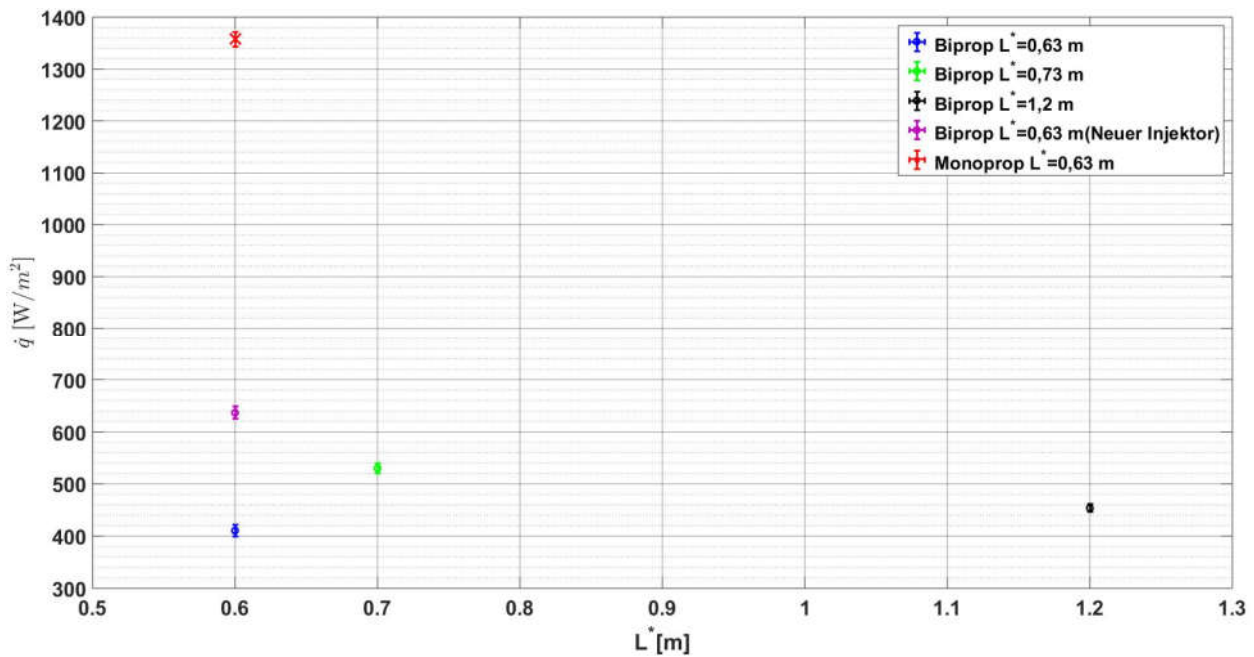


Bild 54: Wärmestromdichten bei verschiedenen charakteristischen Brennkammerlängen im Auslegungspunkt ($\dot{m}=7,5 \text{ g/s}$, ROF=7)

Die Wärmemenge, die in die Brennkammerwand fließt, variiert mit dem ROF und damit mit der Verbrennungstemperatur. Die höchste Verbrennungstemperatur wird bei der ROF=9 erwartet (siehe Bild 14). Voraussetzung dafür ist aber eine optimale Vermischung von Oxidator und Brennstoff.

In Bild 55 sind die Wärmemengen der Testreihen für verschiedenen ROF dargestellt. Da nur eine einzelne Auswertung der Wärmemenge in Monoprop-Konfiguration vorliegt, wird dieser Versuch nicht mehr aufgeführt. Für $L^*=0,63 \text{ m}$ (blau) sinkt die vom Kühlmittel aufgenommene Wärmemenge bei steigendem ROF. Somit sinkt der Wärmeeintrag in das Kühlmittel bei steigender Kühlmittelmenge. Zum einen ist die Brennkammeroberfläche im Vergleich zu den weiteren charakteristischen Brennkammerlängen geringer, wodurch der Wärmeeintrag in die Brennkammerwand geringer ist, und zum anderen wird bei hohem ROF der Kühlmittelstrom erhöht. Pro Masseneinheit wird also weniger Wärme aufgenommen. Dadurch sinkt die Kühlkanalaustrittstemperatur. Hinzu kommt, dass durch höhere ROF die Filmkühlung aus N_2O einen geringeren Wärmeeintrag in die Brennkammerwand bewirkt. Bei $L^*>0,73 \text{ m}$ (grün) steigt die Wärmemenge mit steigendem ROF. Die größere Brennkammeroberfläche ergibt einen höheren Gesamtwärmestrom. Die längere Verweilzeit von Oxidator und Brennstoff in der Brennkammer bewirkt eine bessere Durchmischung des N_2O -Kühlfilms mit dem Brennstoff und damit eine höhere Verbrennungseffizienz (siehe Kapitel 5.1). Die höhere Effizienz resultiert in einer höheren Verbrennungstemperatur. Durch die längere Brennkammer steigt zusätzlich die Kühlkanaloberfläche. Damit kann der Kühlmittelstrom mehr Wärme aus der Brennkammerwand aufnehmen. Um das Maximum des Wärmestroms zu ermitteln, sind weitere Versuche bei einem höheren ROF notwendig.

In Bild 55 hat $L^*=0,73 \text{ m}$ (grün) die höchste Wärmemenge von 1604 W bei ROF=7,5. Der Anstieg der Wärmemenge von ROF=4,8 (1285 W) zu ROF=7,5 (1604 W) und der geringere Wert bei ROF=11,1 (1315 W) lassen die Vermutung zu, dass es ein Maximum der aufgenommenen Wärmemenge zwischen ROF=7,5 und ROF=11,1 gibt. Damit würde die aufgenommene Wärmemenge für verschiedene ROF dem Verlauf der Verbrennungstemperatur aus Bild 14 folgen.

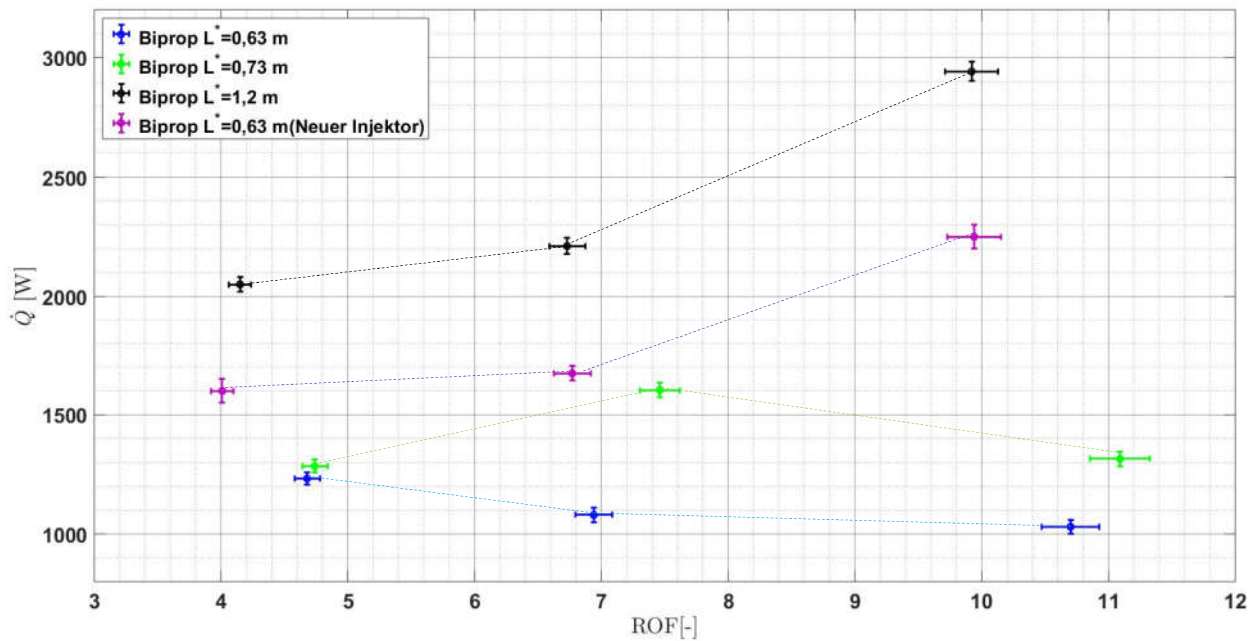


Bild 55: Wärmemenge bei verschiedenen ROF und L^* ($\dot{m}=7,5$ g/s)

Die Auswertung der Wärmen für unterschiedliche Massenströme ist im Diagramm in Bild 56 zu sehen. Für $L^*=0,63$ m (blau) mit dem neuen Injektor gibt es aufgrund des Abbruchs der Versuchsreihe (siehe Kapitel 5.1) nur ein Messergebnis am Auslegungspunkt. Für $L^*=0,63$ m (blau) und $L^*=1,2$ m (schwarz) steigt die Wärmestromdichte mit steigendem Gesamtmassenstrom. Mit steigendem Massenstrom steigt der Brennkammerdruck. Ebenso vergrößert sich die Reynoldszahl in der Brennkammer, was nach Gl.(2.22) zu einem erhöhten Wärmeübergang von der Heißgasseite auf die Brennkammerwand führt. Somit steigt auch die Wärmestromdichte. Die geringere Wärmestromdichte bei $L^*=0,73$ m (schwarz) mit $\dot{m}=10,6$ g/s ist auf eine Verschiebung des Massenstroms und des ROFs zurückzuführen. Während des Versuchs sank der einströmende Flaschendruck des Ethangases wodurch das ROF von 7 bei Versuchsbeginn auf ROF 12 stieg.

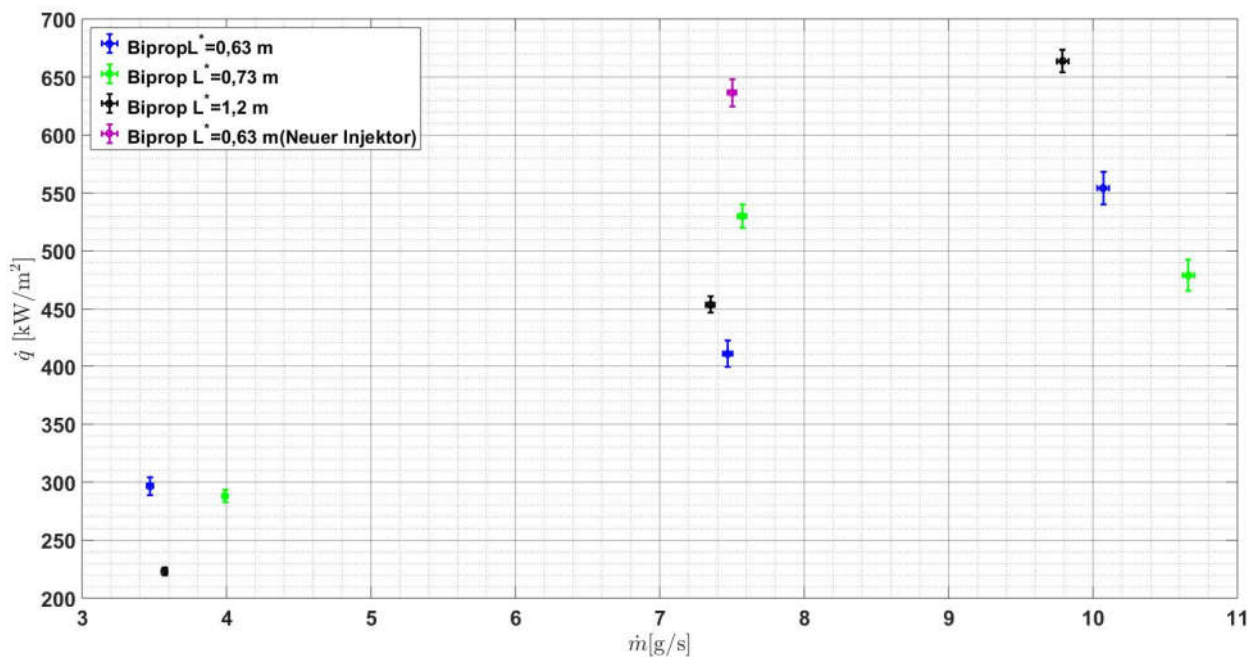


Bild 56: Wärmestromdichte verschiedener L^* bei Massenstromvariation (ROF=7)

5.4. Fehlerrechnung und -analyse

Berechnete Werte wie z.B. c^* aus GL.(2.11) setzen sich aus mehreren Messwerten zusammen. Um die Unsicherheit der berechneten Werte zu bestimmen wird das Fehlerfortpflanzungsgesetz nach [36] angewandt:

$$\sigma_f = \sqrt{\sum_i^n \left(\frac{\delta f(x_1, x_2, \dots, x_n)}{\delta x_i} \sigma_i \right)^2} \quad (5.4)$$

σ_i ist dabei die einzelne Unsicherheit, die im Weiteren ermittelt wird. In der Funktion f sind x_i die einzelnen Messwerte.

Abweichung des Düsenhalsdurchmessers

Die Bestimmung des Düsenhalsdurchmessers erfolgt mit einer Messschraube. Für die exakte Berechnung der Abweichung wird der Durchmesser im Betrieb des Triebwerks benötigt. Eine Messung während des Betriebs des Triebwerks ist jedoch nicht möglich. Auch direkt nach dem Abschalten ist es aufgrund der hohen Temperatur der Brennkammer und der Düse nicht möglich den exakten Durchmesser zu bestimmen, da die Messschraube sich bei Kontakt mit der Düse sofort aufheizt und das Ergebnis verfälscht. Daher wurde der Durchmesser, nachdem das Triebwerk auf eine Brennkammerwandtemperatur von 100 °C abgekühlt war, gemessen. Die Messung ergab einen Durchmesser von 4,205 mm. Dies deutet auf eine Aufweitung der Düse bei Erwärmung hin, da sich bei 15 °C und 20 °C Durchmesser von 4,1934 mm und 4,1982 mm ergaben. Die Messwerte sind in Tabelle 9 dargestellt:

Temperatur [°C]	Durchmesser [mm]
15	4,1934
20	4,1982
100	4,2045

Tabelle 9: Messwerte des Düsenhalsdurchmessers

Für die Fehlerberechnung wird die maximal auftretende Abweichung mit 0,0066mm berücksichtigt.

Abweichung der Drucksensoren

In der Zuleitung für N_2O und C_2H_6 sind Sensoren der Firma Althen mit einem Messbereich bis 100 bar verbaut. Der Messbereich des Drucksensors in der Brennkammer wird vom Hersteller mit 0...50 bar angegeben. Die Datenblätter für die Drucksensoren befinden sich im Anhang. Zum Abgleichen wurden die Sensoren an ein Referenzdruckmessgerät (Beamex EXT250) angeschlossen und gleichzeitig mit Druck beaufschlagt. Es wurden mehrere Druckniveaus bis etwa 40 bar eingestellt. Der Prüfdruck konnte mit

einem Kalibriergerät (Beamex MC5) auf 0,01 bar genau eingestellt werden. Die Drücke der Sensoren wurden aufgezeichnet und bei jedem Druckniveau der mittlere Druck über mehrere Sekunden gebildet. Aus dem Prüfdruck des Kalibriergeräts und den Mittelwerten der Drucksensoren wurde die Abweichung in Prozent berechnet und ist in Bild 57 für die jeweiligen Prüfdrücke dargestellt. Die Abweichung des Drucksensors P-N₂O-01 in der N₂O-Zuleitung liegt recht konstant zwischen 1 % und 1,2 %. Die Abweichung der Sensoren in der C₂H₆-Zuleitung (P-C₂H₆-01) und in der Brennkammer (P-BK-01) liegen unter 0,5 %. Für die Drucksensoren wird als Unsicherheit der Maximalwert von 1,2 % angenommen.

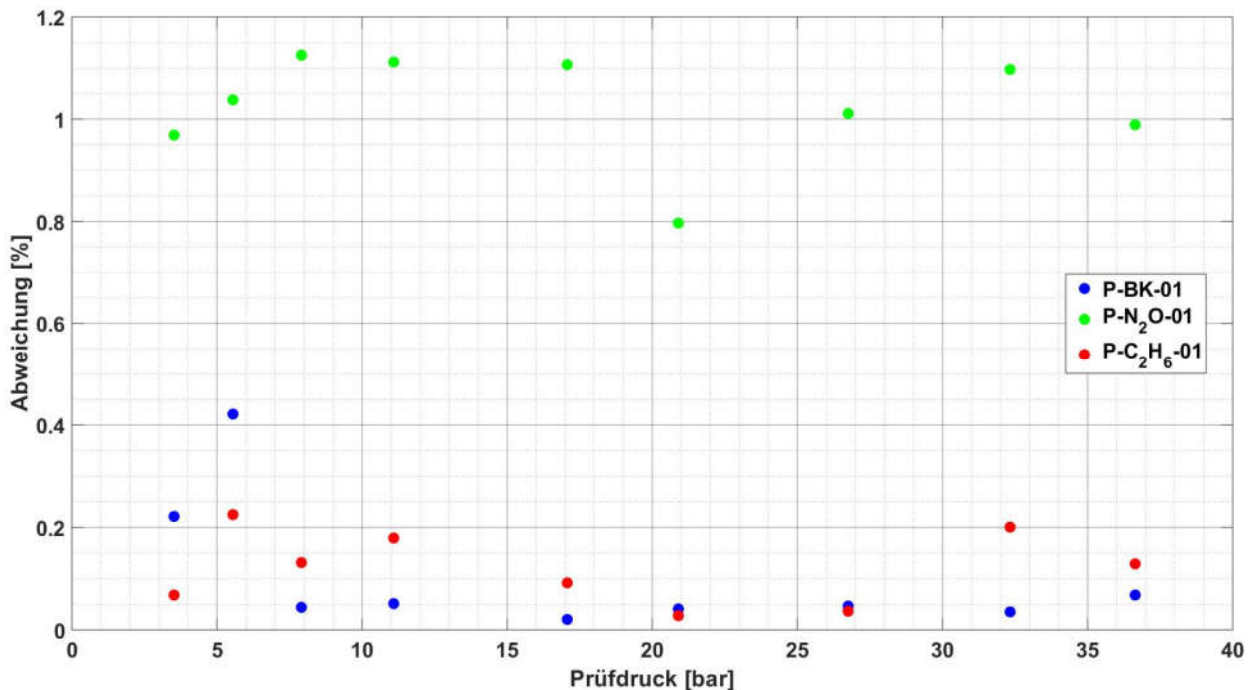


Bild 57: Relative Abweichung der Drucksensoren bezogen auf das Referenzmessgerät

Abweichung der Coriolis-Massenstromsensoren

Die zur Bestimmung der Massenströme eingesetzten Massenstrommessgeräte stammen von der Firma Rheonik. Der Hersteller gibt eine Abweichung von maximal 0,2 % des Messwerts an. Das Coriolis für Ethan hat die Bezeichnung RHM 015, das für Lachgas RHM 04. Für das RHM 015 liegt der Messbereich des Massenstroms bei 0,27...30 g/s und für das RHM 04 bei 3,33...500 g/s [38]. Zur Überprüfung der Massenstrommessgeräte wurde ein drittes Coriolis der Firma Emerson in Reihe angeschlossen [39]. Der Abgleich der 3 verschiedenen Sensoren wurde mit Stickstoff bei verschiedenen Massenströmen durchgeführt. Das Coriolis von Emerson mit der Bezeichnung CMF 025 wurde im Sommer 2019 kalibriert. Aus diesem Grund wird dieses Gerät als Referenzgerät angesehen. Der Hersteller gibt eine Messungenauigkeit für Gase von 0,35 % des Messwerts an. Die Messungenauigkeit steigt bei Erreichen der unteren und oberen Grenze (1,25...125 g/s) des Messbereichs stark an.

Für den Abgleich der Coriolis-Sensoren wurden Drücke bis 35 bar in der N₂-Zuleitung eingestellt und die Coriolis abwechselnd mit dem dahintergeschalteten Emerson-Coriolis durchströmt. Bei gleichem Druck ergaben sich durch unterschiedliche Druckverluste unterschiedliche Massenströme für Ethan und Lachgas. Da die Massenströme für das Ethan-Coriolis so gering sind, dass der untere Messbereich (<1,25 g/s) des Emerson-Coriolis erreicht wurde, ergeben sich hohe Abweichungen (siehe Bild 58). In den Versuchen werden häufig Massenströme des Ethans zwischen 0,5 g/s und 1,5 g/s gemessen. Da ein

Abgleich aufgrund der hohen Abweichung des Coriolis von Emerson in diesem Bereich nicht sinnvoll ist, wird die Angabe des Herstellers (0,5 % Messungenauigkeit) berücksichtigt.

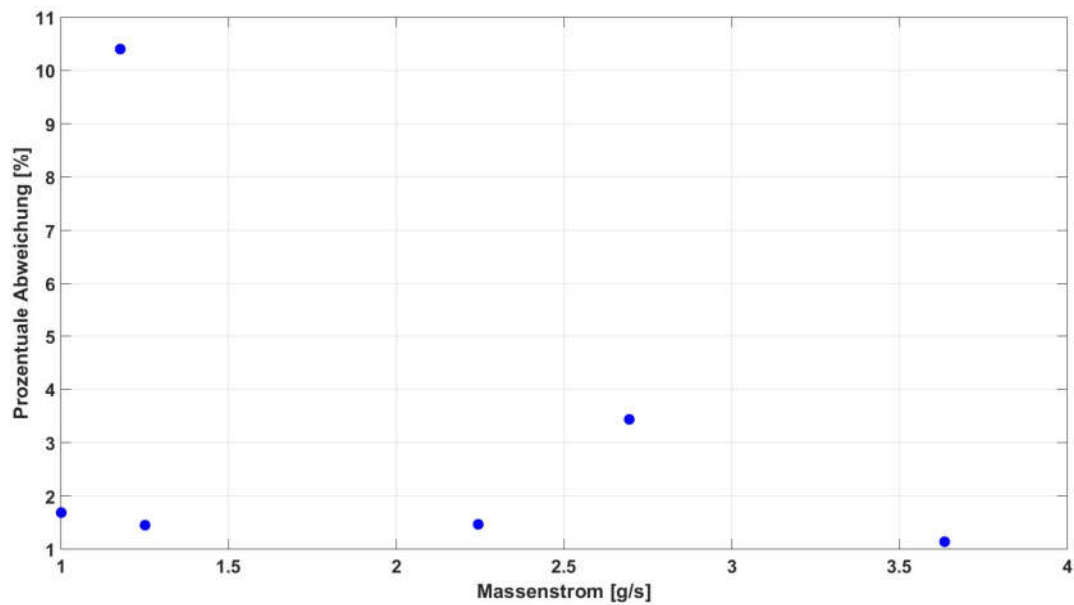


Bild 58: Relative Abweichung Massenstrommessgerät (C_2H_6) bezogen auf das Referenzgerät

Da der Druckverlust des N_2O -Coriolis geringer ist, wurden Masseströme bis 12 g/s erreicht. Dies lässt ein Vergleich mit dem Emerson-Coriolis zu. Die prozentuale Abweichung ist in Bild 59 dargestellt. Die maximale Abweichung liegt bei etwas über 1 %. Für die Fehlerrechnung wird 1 % Abweichung angenommen.

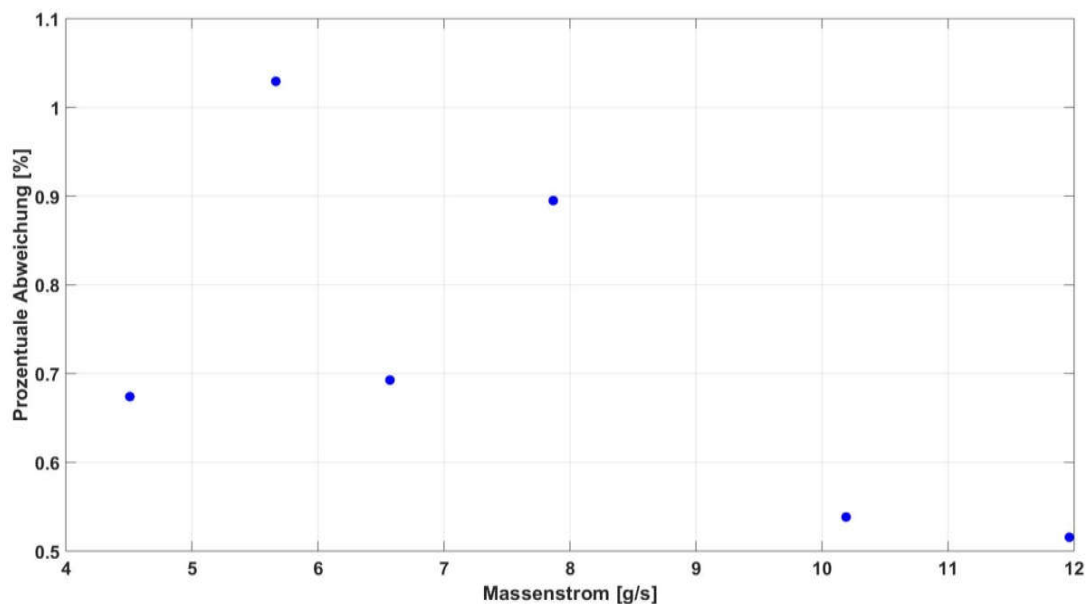


Bild 59: Relative Abweichung Massenstrommessgerät (N_2O) bezogen auf das Referenzgerät

Abweichung der Thermoelemente

Die Temperaturmessung erfolgt mit Mantelthermoelementen vom Typ K. Das Adermaterial besteht aus einer Nickel-Chrom/Nickel Paarung nach DIN IEC 584. Der Mantelwerkstoff ist Inconel 600. Der Temperaturbereich dieser Thermoelemente reicht von -200°C bis 1200°C . Es wurden ausschließlich Mantelthermoelemente mit einem Durchmesser von 1 mm verwendet wurden. Bei diesem Thermoelement liegt die Ansprechzeit laut Hersteller bei <150 ms (siehe Anhang Bild A 2). Die Abweichung der Thermoelemente beträgt, laut Angabe des Herstellers, weniger als $1,5^{\circ}\text{C}$ bzw. $0,4\%$ der gemessenen Temperatur, wobei die größere Abweichung maßgeblich ist. Dies entspricht der Klasse 1. Das Datenblatt des Herstellers befindet sich im Anhang.

Um die tatsächliche Abweichung der Thermoelemente zu bestimmen, wurden die Thermoelemente gegen ein kalibriertes Prüfgerät abgeglichen. Das Prüfgerät, ein Beamex FB660, besitzt einen Heizbereich, dessen Referenztemperatur mit einer maximalen Abweichung von $0,05^{\circ}\text{C}$ (bis 420°C) eingestellt werden kann. In dem Heizraum des Referenzgeräts wurden die Thermoelemente eingebracht und die Temperatur abgelesen. Die geringste Temperatur, die am Referenzgerät eingestellt werden kann liegt bei 25°C . Bei dieser Temperatur und bei 50°C , 100°C , 200°C sowie bei 400°C fand der Abgleich statt. Aus Bild 60 ist ersichtlich, dass die absolute Abweichung der Thermoelemente mit zunehmender Prüftemperatur ansteigt. Bezogen auf die Prüftemperatur ist in Bild 61 die relative Abweichung dargestellt. Diese nimmt im Gegensatz zur absoluten Abweichung mit steigender Prüftemperatur ab. Die relative Abweichung ist über der Prüftemperatur aufgetragen. Sie sinkt von 4% bei 25°C unter $0,5\%$ bei der maximalen Prüftemperatur von 400°C ab.

Die gemessenen Abweichungen der Thermoelemente liegen in den vom Hersteller angegebenen Bereichen mit weniger als $1,5^{\circ}\text{C}$ bzw. $0,4\%$ der gemessenen Temperatur. Aufgrund der Zunahme der absoluten Abweichung bei größer werdenden Temperaturen ($1,8^{\circ}\text{C}$ Abweichung bei 400°C Prüftemperatur) wird für die Fehlerrechnung als absolute Abweichung von 2°C angenommen.

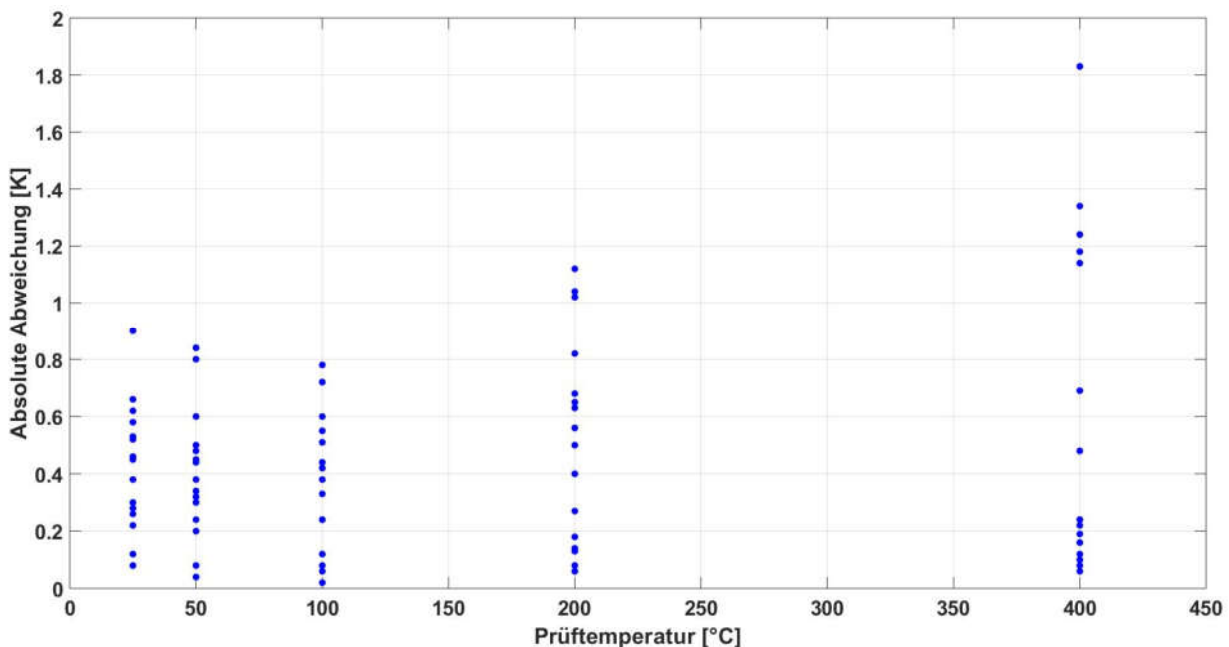


Bild 60: Absolute Abweichung der Thermoelemente verglichen mit dem Referenzgerät

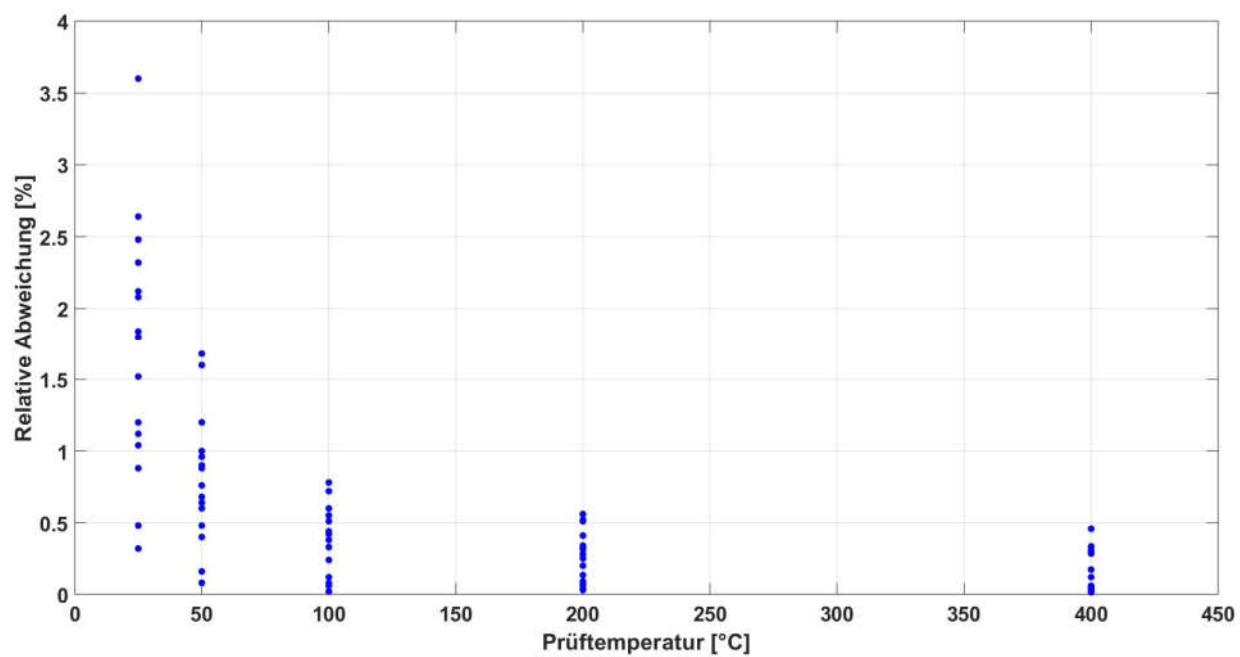


Bild 61: Relative Abweichung der Thermoelemente bezogen auf das Referenzgerät

6. Zusammenfassung

In der Abteilung Treibstoffe des Instituts für Raumfahrtantriebe wird am DLR-Standort in Lampoldshausen nach alternativen Treibstoffen (sog. „Green Propellants“) für Hydrazin geforscht. Ein potentieller Kandidat für die zukünftige Anwendung auf Satelliten stellt die Treibstoffkombination Lachgas (N_2O) und Ethan (C_2H_6) dar. Dieser Treibstoff kann sowohl vorgemischt als Monopropellant wie auch als konventioneller Bipropellant verwendet werden. In beiden Fällen treten bei der Verbrennung sehr hohe Temperaturen von ca. 3000 K auf. Die hohe Verbrennungstemperatur macht ein aktives Kühlkonzept notwendig, um die Triebwerks-komponenten vor Überhitzung zu schützen.

Zu Beginn dieser Arbeit stand eine 22 N Experimentalbrennkammer GerTruDE („Green Propellant Thruster for Dinitrogen Oxide and Ethane“) mit regenerativer Kühlung zur Verfügung. Neben der Regenerativkühlung erzeugt die Geometrie des Injektors in Biprop-Konfiguration eine Filmkühlung in der Brennkammer. Die Komponenten der Brennkammer sind modular aufgebaut. Der Aufbau wurde so modifiziert werden, dass der Treibstoff als Mono- und Bipropellant genutzt werden konnte. Weiterhin kann die Zündungsart, mit Glühkerze oder Zündkerze, ausgewählt werden. Es stehen auch verschieden lange Brennkammerelemente zur Verfügung, sowie poröse Materialien mit unterschiedlichen Porenfeinheiten. Die porösen Materialien wurden als Injektor genutzt. Die Brennkammer wurde am Prüfstand M11.5 in Betrieb genommen und es wurden in 22 Versuchsserien insgesamt 357 Heißgastests durchgeführt. Während den Versuchsreihen wurden eine Brennkammerv Verlängerung und ein neuer Injektor konstruiert, hergestellt und getestet, um die Verbrennungseffizienz zu verbessern.

Ziel der Versuche war die Ermittlung der auftretenden Wärmelasten und der Verbrennungseffizienz in den Heißgastests. Außerdem wurde in Biprop-Konfiguration der Einfluss auf die Zündung durch das Einstellen unterschiedlicher Zeitpunkte zum Öffnen der Ventile für N_2O und C_2H_6 untersucht. Weiterhin wurden als Injektor poröse Materialien mit unterschiedlichen Porenfeinheiten verbaut und der Einfluss auf die Verbrennungseffizienz betrachtet. Die charakteristische Geschwindigkeit (c^*) wurde unter dem Einfluss unterschiedlich langer Brennkammern und Mischungsverhältnisse (ROF) ermittelt. Die Versuchsserien mit den verschiedenen Brennkammerkomponenten wurden mit Variation des Treibstoffgemischs und der Massenströmen (\dot{m}) durchgeführt. Neben dem nominalen Betriebspunkt der 22 N Brennkammer (ROF=7, $\dot{m}=7,5 \text{ g/s}$) fanden Versuchsreihen zur Untersuchung des Einflusses von ROF bei 4 und 10 sowie des Einflusses des Massenstroms bei $\dot{m}=3,5 \text{ g/s}$ und $\dot{m}=10 \text{ g/s}$ statt.

Für die erste Versuchsreihe wurde als Zündmethode die Zündkerze gewählt. Die Zündkerze verursachte während des Betriebs elektromagnetische Störungen in der Messtechnik, die zunächst nicht behoben werden konnten. Mit einem beschafften, besser geeigneten Zündkerzenstecker für die Miniaturzündkerze konnten spätere Tests erfolgreich durchgeführt werden. Aufgrund der hohen Brennkammerwandtemperatur wurde der Zündkerzenstecker jedoch beschädigt. Aus diesem Grund, da erneut elektromagnetische Störungen auftraten, fand wieder eine Umstellung der Zündmethode auf Glühkerze statt. In Biprop-Konfiguration war die Dichtung im Injektor, ein O-Ring, in einigen Testserien die Ursache für ein teilweises Vormischen des Treibstoffes. Dies wurde erst in der Sichtung der Messdaten, aufgrund ungewöhnlich hoher Verbrennungseffizienzen, bemerkt. Diese Versuchsreihen wurden in der Auswertung nicht berücksichtigt und wiederholt.

Weiterhin wurde zur Auswertung der Ventilschaltzeiten eine Versuchsreihe in Biprop-Konfiguration durchgeführt und die Dauer ausgewertet, bis es zur ersten Zündung (t_{Reaktion}) in der Brennkammer kommt und bis 90 % des Brennkammerdrucks (t_{90}) erreicht sind. Die Zuleitungen sind vor

Versuchsbeginn mit N_2 gefüllt. Durch den Aufbau der Zuleitungen strömt C_2H_6 nach 0,117 s in das Triebwerk und N_2O nach 0,022 s. t_{Reaktion} beträgt beim gleichzeitigen Öffnen der Ventile 0,15 s, beim früheren Öffnen des N_2O -Ventils 0,2 s und beim früheren Öffnen des C_2H_6 -Ventils 0,07 s. Öffnet das C_2H_6 -Ventil früher, ist der N_2 -Anteil aus den Zuleitungen, bedingt durch ein Spülen nach dem Vorversuch mit N_2 , in der Brennkammer größer. Dadurch ist der Zeitraum zwischen t_{Reaktion} und t_{90} größer als beim früheren Öffnen des N_2O -Ventils. Ein Angleichen des Einstromzeitpunktes von N_2O und C_2H_6 bewirkt eine Verringerung der Druckspitze bei Zündung von 4,4 bar auf 2,1 bar, und damit eine weichere Zündung.

Für die verschieden getesteten Porenfeinheiten der porösen Materialien als Injektor in Biprop-Konfiguration konnte weder ein Einfluss auf c^* noch auf die Verbrennungseffizienz (η_{c^*}) festgestellt werden. Zusätzlich wurden zwei Monopropellant-Versuchsreihen mit unterschiedlichen porösen Materialien ausgewertet. Die Testreihen wurden mit Variation des ROF und des Massenstroms durchgeführt. Bei der Variation des ROF erreichten die Monoprop-Versuche ein c^* von 1450 m/s bis 1550 m/s. In den Biprop-Versuchen lag c^* zwischen 1130 m/s und 1300 m/s. Das c^* der verschiedenen Porenfeinheiten der porösen Materialien für Monoprop und Biprop erzielen ähnliche Werte und zeigen alle ein leichtes abfallen bei ROF 10. Ein Einfluss der unterschiedlichen Kombinationen aus porösen Materialien im Injektor lässt sich auf die Durchmischung in der Brennkammer nicht nachweisen. Es gibt keinen Unterschied für η_{c^*} zwischen den verschiedenen Porenfeinheiten sowohl in Mono- als auch in Biprop-Konfiguration bei Variation des ROF. Die Monoprop-Konfigurationen erzielen ein η_{c^*} zwischen 93 % und 95 %. Das η_{c^*} der Biprop-Konfigurationen liegt zwischen 75 % und 80 %. Eine Streuung der Werte für c^* und η_{c^*} der Biprop-Konfigurationen wird mit Dichtungsproblemen im Injektor erklärt. Es wird vermutet, dass Spaltströmungen oder eine leichte Vormischung im Injektor die unterschiedlichen c^* und η_{c^*} verursacht. Die Variation des Massenstroms zeigt für die Monoprop-Konfigurationen einen Anstieg von 1480 m/s auf 1540 m/s bei einem steigenden Massenstrom. Die verschiedenen Porenfeinheiten erzielen dabei die selben c^* -Werte. Die Biprop-Konfigurationen liegen im Bereich $1120 \text{ m/s} < c^* < 1330 \text{ m/s}$. Lediglich die Kombination B-100 Ox/B-100 Fu zeigt einen leichten Anstieg des c^* bei steigendem Massenstrom. Die c^* der anderen Biprop-Konfigurationen bleibt konstant. Bei der Variation des Massenstroms gibt es zwischen den verschiedenen Porenfeinheiten in Monoprop-Konfiguration keinen Unterschied. Sie erzielen ein η_{c^*} im Bereich von 90 % bis 95 %. η_{c^*} steigt dabei mit steigendem Massenstrom. η_{c^*} zeigt auch keinen Unterschied zwischen den verschiedenen Porenfeinheiten in Biprop-Konfiguration auf. η_{c^*} liegt im Bereich von 70 % bis 80 %. Ein Anstieg von η_{c^*} kann bei steigendem Massenstrom nicht beobachtet werden.

Mit den verschiedenen charakteristischen Brennkammerlängen L^* konnte gezeigt werden, dass c^* und η_{c^*} für die Treibstoffkombination N_2O/C_2H_6 mit steigendem L^* zunimmt. Dies gilt für die Monoprop- und Biprop-Konfiguration. In Biprop-Konfiguration steigt η_{c^*} von 75 % bei $L^*=0,53 \text{ m}$ auf 86 % bei $L^*=1,2 \text{ m}$. Die Biprop-Konfiguration mit neuem Injektor erzielt ein η_{c^*} von 88 %. In den Monoprop-Konfigurationen erreicht $L^*=0,63 \text{ m}$ ein η_{c^*} von etwa 91 % und $L^*=0,73 \text{ m}$ 93 %. Die Variation des ROF hat lediglich geringen Einfluss auf c^* bei den verschiedenen L^* . Die Erhöhung des Massenstrom hingegen führt zu einer Steigerung des c^* und η_{c^*} für die Monoprop- und Biprop-Konfigurationen. Für die vorgemischte Treibstoffkombination N_2O/C_2H_4 wurde von Bätz ein optimales L^* von 0,3 m bis 0,5 m ermittelt. Für N_2O/C_2H_6 zeigt der Anstieg von η_{c^*} von $L^*=0,63 \text{ m}$ auf $L^*=0,73 \text{ m}$, dass das optimale L^* im Bereich $L^* \geq 0,73 \text{ m}$ liegt. In der Biprop-Konfiguration mit porösem Injektor steigt η_{c^*} von $L^*=0,53 \text{ m}$ (75 %) kontinuierlich bis $L^*=1,2 \text{ m}$ (86 %). Somit ist das optimale $L^* \geq 1,2 \text{ m}$ für den porösen Injektor.

Die Auswertung der Wärmelasten fand in Bi- und Monoprop-Konfiguration mit porösem Injektor statt. Wiederum wurde die Brennkammer mit $L^*=0,63$ m und neuem Injektor in die Auswertung mit einbezogen. In Monoprop-Konfiguration konnte, aufgrund der hohen Brennkammerwandtemperaturen, nur in einem Versuch stationärer Betrieb erreicht werden. Daher liegt in Monoprop-Konfiguration nur ein ausgewerteter Wärmestrom \dot{Q} von 3571 W ($L^*=0,63$ m, $ROF=6,9$, $\dot{m}=7,2$ g/s) bei einer Wärmestromdichte \dot{q} von 1357 kW/m² von vor. Der Kühlmittelstrom erwärmte sich im Kühlkanal um 438 °C und die Brennkammerwandtemperatur betrug 823 °C. In Biprop-Konfiguration steigt \dot{Q} mit steigendem L^* von 1080 W ($L^*=0,63$ m) auf 2211 W ($L^*=1,2$ m) aufgrund der größer werdenden Brennkammeroberfläche. Durch den neuen Injektor (mit $L^*=0,63$ m) wurde \dot{Q} um 55 % auf 1675 W gesteigert. Der Verlauf von \dot{q} für die verschiedenen L^* lässt für die Biprop-Konfigurationen mit porösem Injektor ein Optimum im Bereich $L^*=0,73$ m bis $L^*=1,2$ m annehmen. Der Einfluss des ROF auf \dot{Q} ist für die verschiedenen L^* unterschiedlich. Mit hohem ROF steigt der Kühlmittelstrom und die Filmkühlung wird verstärkt. Dadurch sinkt bei $L^*=0,63$ m \dot{Q} mit steigendem ROF. Für $L^*=0,73$ m hat \dot{Q} ein Maximum im Bereich $7,5 < ROF < 11$. \dot{Q} steigt mit steigendem ROF für $L^*=1,2$ m und $L^*=0,63$ m mit neuem Injektor da die Verbrennungseffizienz des neuen Injektors höher ist und bei höherem L^* mehr Wärme aufgrund der größeren Oberfläche aus der Brennkammer aufgenommen werden kann. Mit steigendem Massenstrom steigt \dot{q} ebenfalls. Dies wurde für Konfigurationen mit $L^*=0,63$ m und $L^*=1,2$ nachgewiesen. Wird der Massenstrom in der Brennkammer erhöht, steigen Druck und damit die Dichte. Dadurch erhöht sich der Wärmeübergang des Heißgases auf die Brennkammerwand.

Die Verbrennungseffizienz in Biprop-Konfiguration konnte mit dem selbst hergestellten, neuen Injektor deutlich gesteigert werden. Mit einer weiteren Optimierung des Injektors, und damit der Verbrennungseffizienz, könnte eine kleinere, regenerativ gekühlte Brennkammer mit 22 N Schub realisiert werden. Die Abdichtung zwischen N₂O und C₂H₆ im Injektor sollte neu konzipiert werden, um eine Vormischung zu vermeiden. Die Kühlkanäle in der Brennkammerwand bestanden aus vier Bohrungen. Zur Verbesserung des Wärmeüberganges, und somit der Erhöhung der Temperatur des Kühlmittelstroms, kann die Geometrie der Kühlkanäle neu designed werden.

7. Literaturverzeichnis

- [1] Elizabeth Landau. *Voyager 1 Fires Up Thrusters After 37 Years*. Hrsg. Jet Propulsion Laboratory, Pasadena, Calif. 2017. URL: https://voyager.jpl.nasa.gov/news/details.php?article_id=108.
- [2] Sutton G.; Biblarz O.: *Rocket Propulsion Elements*. John Wiley & Sons, 2001.
- [3] Europäische Chemicalienagentur. *Candidate List of Substances of very high concern for Authorisation*. 2020. [Online]. URL: <https://www.echa.europa.eu/candidate-list-table>. [cited 7 January 2020].
- [4] Haeseler D.. *Green Propellant Propulsion Concepts for Space Transportation and Technology Development Needs*. ESA Special Publication, 2004.
- [5] Gotzig U.. *Challenges and Economic Benefits of Green Propellants for Satellite Propulsion*. 2015.
- [6] McBride G.. *Chemical Equilibrium with Applications*. NASA Glenn Research Center. URL: <http://www.grc.nasa.gov/WWW/CEAWeb/>.
- [7] Fancaria M.. *Praktikumsbericht*. DLR, 2019.
- [8] DLR. *DLR-Magazin*. Ausgabe Nr. 158, 2018.
- [9] Bätz P.. *Experimentelle Analyse der Treibstoffperformance Experimentelle Analyse der Treibstoffperformance eines vorgemischten Green Propellants aus N₂O und C₂H₄*. Institut für Raumfahrtssysteme Universität Stuttgart, 2017.
- [10] Hauck A.. *Experimentelle Untersuchung der Druckverluste von Injektorelementen- und Flammenrückschlagsicherungen für ein (N₂O/C₂H₄) Premixed Green Propellant Triebwerk*. Institut für Raumfahrtssysteme Universität Stuttgart, 2016.
- [11] Hörger T.. *Experimentelle und numerische Analyse der Experimentelle und numerische Analyse der Wärmelasten auf eine N₂O/C₂H₄ Green Propellant Brennkammer*. Institut für Raumfahrtssysteme Universität Stuttgart, 2018.
- [12] Lauck F. *Experimentelle Untersuchung von Detonations- und Experimentelle Untersuchung von Detonations- und Flammensperren für einen vorgemischten, grünen Raketentreibstoff aus Lachgas (N₂O) und Ethen (C₂H₄)*. Institut für Raumfahrtssysteme Universität Stuttgart, 2016.
- [13] Müller S. *Auslegung, Konstruktion und Heißgastests von Injektoren Auslegung, Konstruktion und Heißgastests von Injektoren zur Anwendung in einem Demonstratortriebwerk für einen Green Propellant aus Lachgas (N₂O) und Ethen (C₂H₄)*. Institut für Raumfahrtssysteme Universität Stuttgart, 2016.
- [14] Pfeifle A.. *Einflussanalyse des Strömungsverhaltens innerhalb des Injektionsprozesses eines Green Propellants aus Lachgas und Ethen*. Institut für Aerodynamik und Gasdynamik Universität Stuttgart, 2015.
- [15] Messer Group GmbH. *Datenblatt Lachgas*. URL:

- http://specialtygases.messergroup.com/download/Ethan_de.pdf. [cited 7 January 2020].
- [16] Wikipedia. *SpaceShipOne*. URL: <https://en.wikipedia.org/wiki/SpaceShipOne>. [cited 24 February 2020].
- [17] Riessner Gase. *Datenblatt Ethan*. URL: https://www.riessner.de/documents/sdb/sdb_1.032.pdf. [cited 7 January 2020].
- [18] Kuznetsov M.; Jallais S.; Grune J.. *Decomposition of N2O. Dynamics and Flame Propagation*. URL: <https://www.researchgate.net/publication/330115033>. [cited 29 January 2020].
- [19] Specialtygases. *Datenblatt Ethan*. URL: http://www.specialtygases.de/infothek/Physikalische_Daten/Ethan.pdf. [cited 12 February 2020].
- [20] Specialtygases. *Datenblatt Lachgas*. URL: http://www.specialtygases.de/infothek/Physikalische_Daten/Distickstoffoxid.pdf. [cited 12 February 2020].
- [21] Gestis-Stoffdatenbank. *Hydrazin*. URL: [http://gestis.itrust.de/nxt/gateway.dll/gestis_de/002010.xml?f=templates\\$fn=default-doc.htm\\$3.0](http://gestis.itrust.de/nxt/gateway.dll/gestis_de/002010.xml?f=templates$fn=default-doc.htm$3.0). [cited 7 January 2020].
- [22] Messerschmid E.; Fasoulas S.. *Raumfahrtssysteme*. Springer-Verlag, 2011.
- [23] Palacz T.. *Nitrous Oxide Application for Low-Thrust and Low-Cost Liquid Rocket Engine*. 7th European Conference for Aeronautics and Space Sciences (EUCASS), 2017.
- [24] Schlechtriem S.. *Vorlesung Chemische Raumfahrtantriebe*. Institut für Raumfahrtantriebe Universität Stuttgart, WS 18/19.
- [25] Schlechtriem S.. *Vorlesung Chemische Raumfahrtantriebe*. Institut für Raumfahrtantriebe Universität Stuttgart, WS 17/18.
- [26] Weigand B.; von Wolfersdorf J.. *Wärmeübertragung*. Institut für Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt Universität Stuttgart, 2007.
- [27] Gnielinski V.. *Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen*. Forschung im Ingenieurwesen, Bd. 41, 1975.
- [28] Bartz D.. *An Approximation Solution of Compressible Turbulent Boundary-Layer Development and Convergent-Divergent Nozzles*. Pasadena, Calif..
- [29] Greuel D.. *Untersuchungen zum Impuls- und Stofftransport in effusiv gekühlten faserkeramischen Raketenbrennkammerwänden*. Aachen: RWTH Aachen, 2012.
- [30] Darcy H.. *Les fontaines publiques de la ville de Dijon: exposition et application*. Hrsg. Victor Dalmont, Paris, 1856.
- [31] GKN Sinter Metals. *Filter-Elements High porosity sintered parts SIKA-B*. Radevormwald.
- [32] Ergun S.; Orning A.. *Fluid Flow through Randomly Packed Columns and Fluidized Beds*. Chemical

engineering progress. Bd. Vol. 48, Nr. 1952. DOI: <https://doi.org/10.1021/ie50474a011>

- [33] Lemmon E.; Huber M.; McLinden M.. *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1*. National Institute of Standards and Technology. URL: <https://www.nist.gov/publications/nist-standard-reference-database-23-reference-fluid-thermodynamic-and-transport>. [cited 8 January 2020].
- [34] Werling L. u. a.. *Experimental and Theoretical Analysis of the Combustion Efficiency and the Heat Loads on a N₂O/C₂H₄ Green Propellant Combustion Chamber*. 8th European Conference for Aeronautics and Aerospace Sciences (EUCASS), 2019.
- [35] Deutsches Kupferinstitut e.V. *Niedriglegierte Kupferwerkstoffe*. Technologie Forum Kupfer. Düsseldorf, 2012.
- [36] DIN 1319. *Grundlagen de Messtechnik*. 1995.
- [37] Rheonik. *RHM 015L/02L/03L/04L/ - Datenblatt*. 2018.
- [38] Emerson. *Micro Motion ELITE Coriolis-Messsysteme für Durchfluss und Dichte*. 2019.
- [39] VDI-Gesellschaft. *VDI-Wärmeatlas*. Springer-Verlag, 2013.
- [40] Perakis N. u.a.. *Numerical Calculation of Heat Flux Profiles in a N₂O/C₂H₄ Pemixed Green Propellant Combustor Using an Inverse Heat Conduction Method*. Space Propulsion Conference. Italy, 2016.

8. Anhang

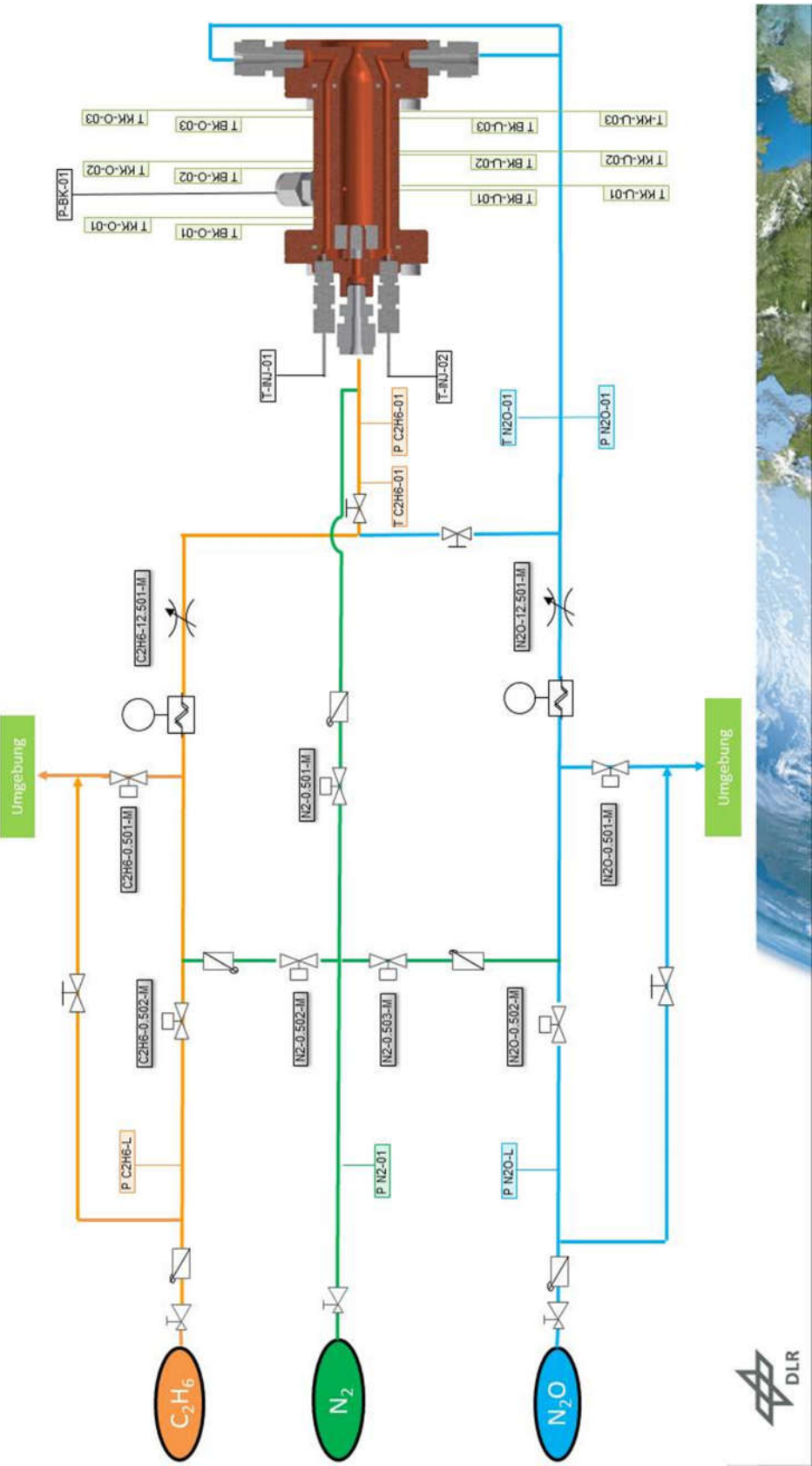


Bild A 1: Fluidplan

Technische Daten für Mantelthermoelemente

Ansprechzeiten (Richtwerte) von Mantelthermoelementen (in Sekunden)									
Mess- bedingungen	Wert- zeit	Messstelle isoliert				Messstelle im Mantel eingeschweißt			
		Mantel-Ø in mm				Mantel-Ø in mm			
		0,50	1,00	1,50	3,00	0,50	1,00	1,50	3,00
Luft v = 2 m/s	0,5	1,80	3,00	8,00	23,0	1,80	3,00	8,00	23,0
	0,9	5,52	10,0	25,0	80,0	5,52	10,0	25,0	80,0
Wasser v = 2 m/s	0,5	0,06	0,15	0,21	1,20	0,03	0,06	0,13	0,22
	0,9	0,13	0,50	0,60	2,90	0,10	0,18	0,40	0,75

Die 0,5/0,9 - Wertzeit ist die Zeit, die ein Thermoelement benötigt, um 50 % bzw. 90 % der Differenz eines Temperaturwechsels des Mediums anzuzeigen.
(Ein MTE von Ø = 0,25 mm mit der Wertzeit: 0,5 hat eine Ansprechzeit von ca. 7 ms im Wasser.)

Mindesteintauchtiefe von Mantelthermoelementen	
Medium	Eintauchtiefe
feste Stoffe	7 x dem Außendurchmesser
flüssige Stoffe	7 x dem Außendurchmesser
Gase	10 x dem Außendurchmesser

Mantelmaterial und seine Abmessungen (Angaben in mm)				
Außendurchmesser	Toleranz	Drahtstärke (Schenkel)	Abstand der Schenkel	Wandstärke des Mantels
0,50	+/- 0,05	0,075	0,025	0,06
0,75	+/- 0,05	0,113	0,038	0,09
1,00	+/- 0,05	0,150	0,050	0,12
1,50	+/- 0,05	0,225	0,075	0,18
2,00	+/- 0,05	0,300	0,100	0,24
3,00	+/- 0,05	0,450	0,150	0,36

Kennbuchstabe IEC 584-3	IEC 584-3 mod. DIN 43722	DIN 43710** DIN 43714***	ANSI MC96.1
J*			
K			
T*			
E			
S/R			
N			
B			

* Entsprechend Typ L und U gemäß DIN 43710.

** DIN 43710 seit 07/1997 zurückgezogen.

*** DIN 43714 seit 03/2000 zurückgezogen

Technische Änderungen und Irrtümer vorbehalten. Stand: 2011 © Electronic Sensor GmbH, Heilbronn – All rights reserved.

Bild A 2: Datenblatt Mantelthermoelement Typ K

Technische Spezifikationen

Druckmessbereich (bar)

	0.1 ... 0.5, (1)	> 0.5 ... 2	> 2 ... 25
Überlast	3 bar	3 x FS (≥ 3 bar)	3 x FS
Berstdruck	> 200 bar	> 200 bar	> 200 bar
Kennlinie, (4), (\pm % FS)	≤ 0.5	$\leq 0.5 / \leq 0.25$	$\leq 0.5 / \leq 0.25$
Temperaturfehler, (\pm % FS/ $^{\circ}$ C)			
Nullpunkt 0 ... 70 $^{\circ}$ C	≤ 0.06	≤ 0.03	≤ 0.015
Nullpunkt -25 ... 85 $^{\circ}$ C	≤ 0.08	≤ 0.04	≤ 0.02
Spanne 0 ... 70 $^{\circ}$ C	≤ 0.015	≤ 0.015	≤ 0.015
Spanne -25 ... 85 $^{\circ}$ C	≤ 0.02	≤ 0.02	≤ 0.02
Ansprechzeit, (typ.)	< 0.1ms / 10 ... 90% FS	< 0.1ms / 10 ... 90% FS	< 0.1ms / 10 ... 90% FS
Langzeitstabilität, (5)	< 0.5% FS/< 4 mbar	< 0.2% FS/< 4 mbar	< 0.1% FS/< 0.2% FS

	> 25 ... 600, (2), (3), (4)	> 600 ... 1000, (2)
Überlast	3 x FS ($\leq 850 / \leq 1500$ bar)	1500 bar
Berstdruck	> 850 / ≤ 1500 bar	> 1500 bar
Kennlinie, (4), (\pm % FS)	$\leq 0.5 / \leq 0.25$	$\leq 1 / \leq 0.5$
Temperaturfehler, (\pm % FS/ $^{\circ}$ C)		
Nullpunkt 0 ... 70 $^{\circ}$ C	≤ 0.015	≤ 0.015
Nullpunkt -25 ... 85 $^{\circ}$ C	≤ 0.02	≤ 0.02
Spanne 0 ... 70 $^{\circ}$ C	≤ 0.015	≤ 0.015
Spanne -25 ... 85 $^{\circ}$ C	≤ 0.02	≤ 0.02
Ansprechzeit, (typ.)	< 0.1ms / 10 ... 90% FS	< 0.1ms / 10 ... 90% FS
Langzeitstabilität, (5)	< 0.1% FS/< 0.2% FS	< 0.1% FS/< 0.2% FS

(1) 50 mbar auf Anfrage

(2) Titan erhältlich ≤ 400 bar (Berstdruck > 550 bar)

(3) Druckanschluss Membrane vorliegend und frontbündig erhältlich ≤ 600 bar

(4) Überlast und Berstdruck 1500 bar (Edelstahl) optional

(5) Kennlinie nach Anfangspunkteinstellung DIN-16086, inklusive Hysterese und Wiederholbarkeit bei Raumtemperatur

(6) 1 Jahr (typ. / max.), die Langzeitstabilität kann durch Alterung (Tempern) des Sensors verbessert werden

Temperaturbereich

Betriebstemperatur	-40 ... 125 $^{\circ}$ C
Mediumtemperatur	-40 ... 150 $^{\circ}$ C
Lagertemperatur	-40 ... 125 $^{\circ}$ C

Typisches Ausgangssignal (bar)

	≤ 0.25	> 0.25 ... 0.6	> 0.6 ... 1
Ausgangssignal, (1), (mV)	15	25	35

	> 1 ... 2.5	> 2.5
Ausgangssignal, (1), (mV)	50	100

(1) Bei Nenndruck, 10 V DC

Bild A 3: Datenblatt Drucksensor STS

COMMON SPECIFICATIONS

Pressure Ranges		
High	(psi)	0-75, 100, 150, 200, 250, 350, 500, 750, 1000, 1500, 2200, 3500, 5000, 7500, 10,000
	(bar)	0-8, 7, 10, 15, 25, 35, 50, 70, 100, 150, 200, 250, 350, 500, 700
Medium	psi	0-10, 15, 20, 25, 35
	bar	0-0.7, 1.0, 1.5, 1.7, 2.5
DIN	bar	1, 1.6, 2.5, 4, 6, 10, 16, 25, 40, 60, 100, 160, 250, 400, 600
Pressure References		
High pressure range		Vented gauge: 0-75 to 0-350psi Absolute and sealed gauge: 0-75 to 0-10 ksi
Medium Pressure Range		Vented gauge and absolute: 0-10, 15, 20, 25, 35 psi (0-0.7, 1.0, 1.5, 1.7, 2.5 bar)
Pressure Limit		5X Full range pressure or 12,000 psi (830 bar), whichever is less. Will not cause a zero-offset exceeding 0.04 FRO (recoverable within a few hours)
Burst Pressure		20 x full range pressure or 22,000 psi (1,520 bar), whichever is less
Pressure Media		Liquids or gases compatible with 17-4 PH and 17-7 PH stainless steel or Inconel 625
Shunt Calibration		80% \pm 5% full range pressure (not fitted in P980 Series)
Combined Non-linearity, Hysteresis and Non-repeatability		High Range: $\leq \pm 0.10\%$ F.R.O. (BSL) Medium Range: $\leq \pm 0.20\%$ F.R.O. (BSL)
Operable Temperature		65°F to 250°F (-54°C to 120°C) P91X: -65°F to 300°F (-54°C to 150°C)
Compensated Temperature		32°F to 212°F (0°C to 100°C) P91X: -65°F to 250°F (-54°C to 120°C) or -4°F to 176°F (-20°C to +80°C)
Storage Temperature		-65°F to 300°F (-54°C to 150°C)
Humidity		95% Relative Humidity
Cable Version		Immersible to IP67 (fluid must not enter the ends of the cable)
Acceleration Response		Above 500 psi (35 bar) $\pm 0.02\%$ F.R.O./g; below 500 psi (35 bar) $\pm 0.10\%$ F.R.O./g
Vibration		Surpasses MIL STD810C Method 514-2 Curve L and EUROCAE ED 14/ARCA 160A
Shock		1000g for 5msec will not damage the sensor
EMC		The P940, P950, P960 and P980 and P990 Series are CE marked, and when correctly installed comply with the EMC Directive 89/336/EEC Generic Standards for Residential Commercial, Light Industrial and Industrial environments. Note: The P980 Series when used in Intrinsic Safety applications does not comply with the Industrial environment directive.
Insulation Resistance		500 MQ at 50 V _{DC} at 25°C
Total Thermal Error Band (P91X only)		-20°C to 80°C $\leq \pm 0.4\%$ FRO Typical, $\leq \pm 0.6\%$ FRO Maximum -54°C to 120°C $\leq \pm 0.7\%$ FRO Typical, $\leq \pm 1.0\%$ FRO Maximum

Bild A 4: Datenblatt Drucksensor Measurement P900

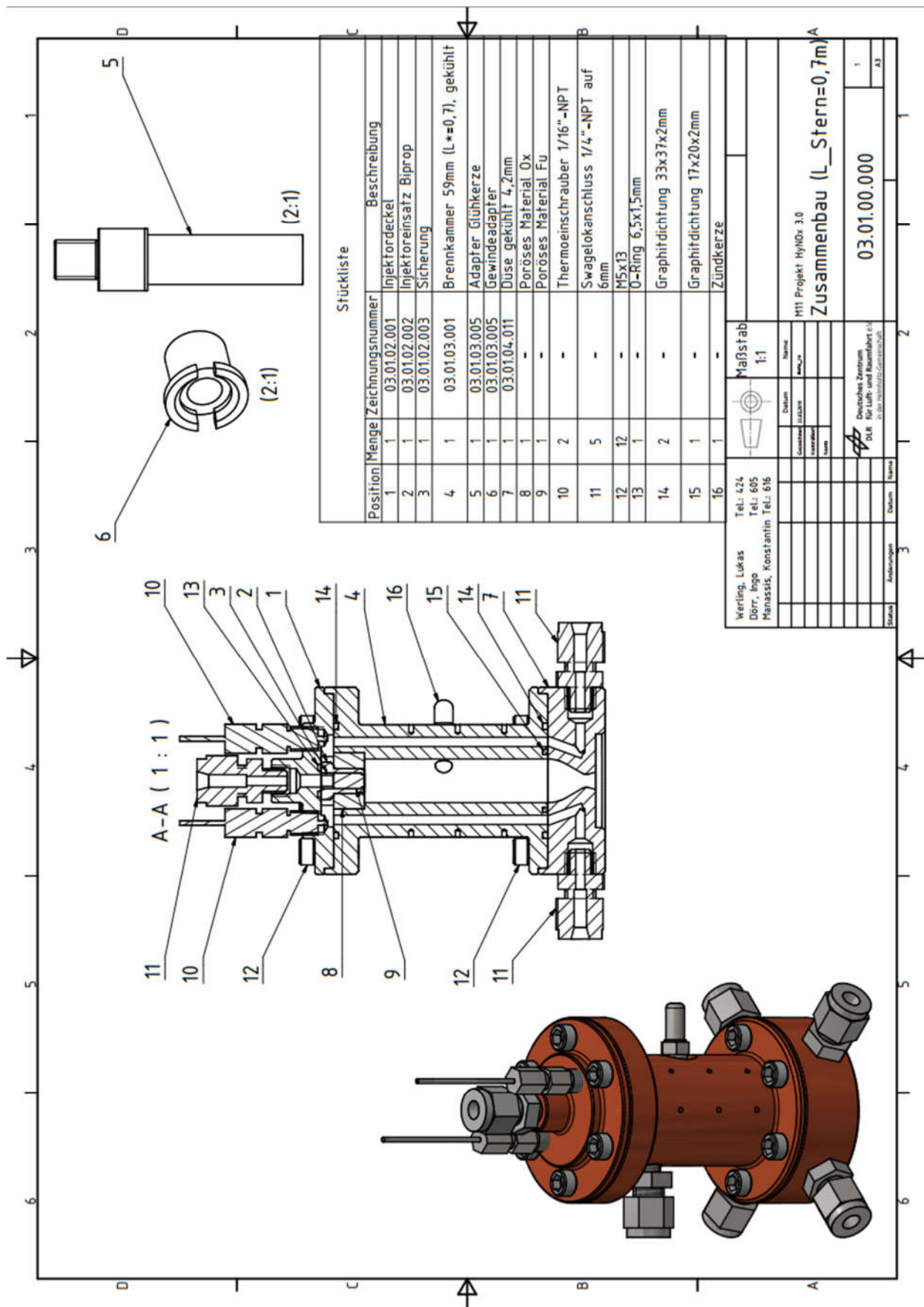


Bild A 5: Zusammenbauzeichnung Triebwerk

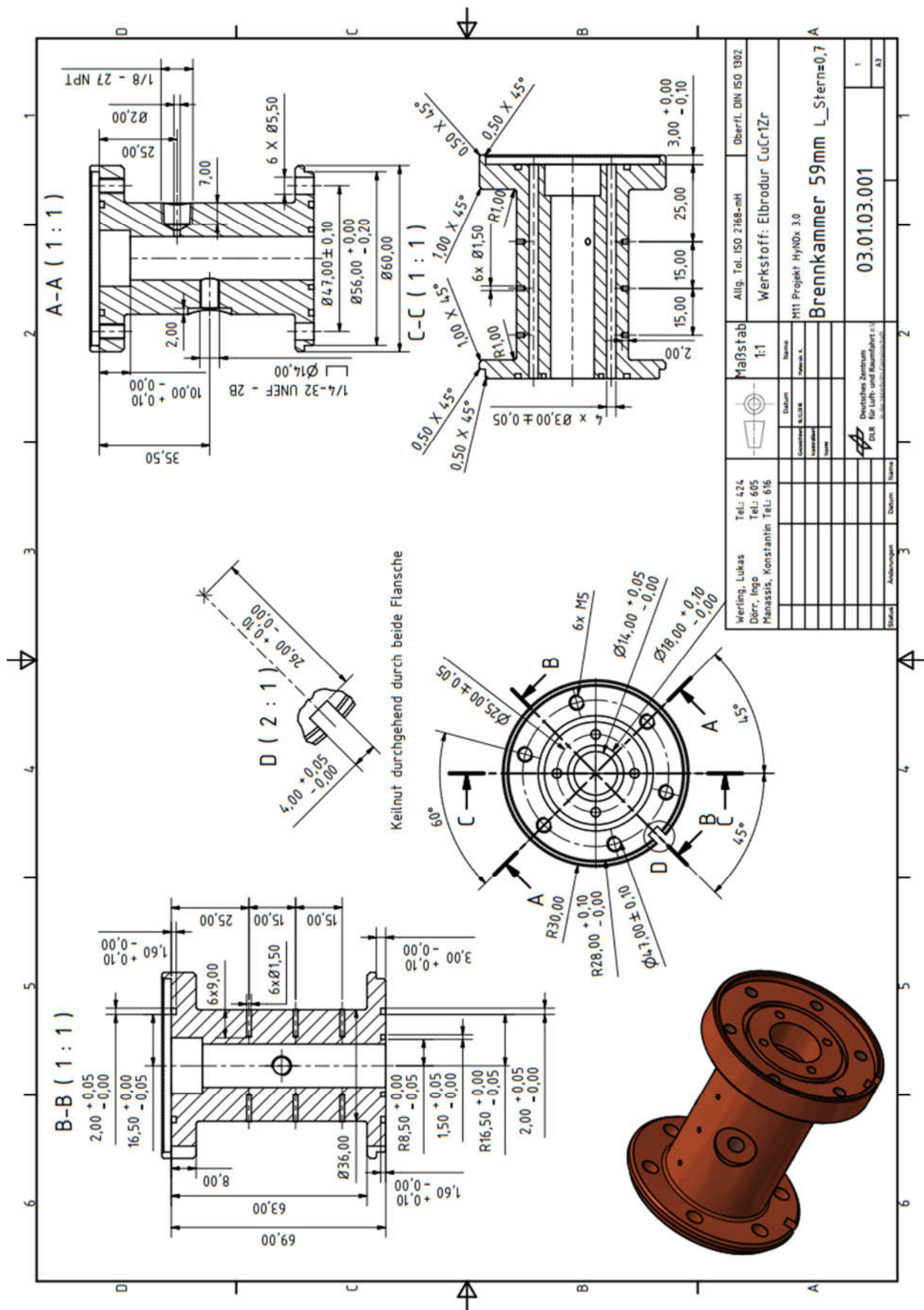


Bild A 6: Brennkammer mit $L^*=0,7$ m

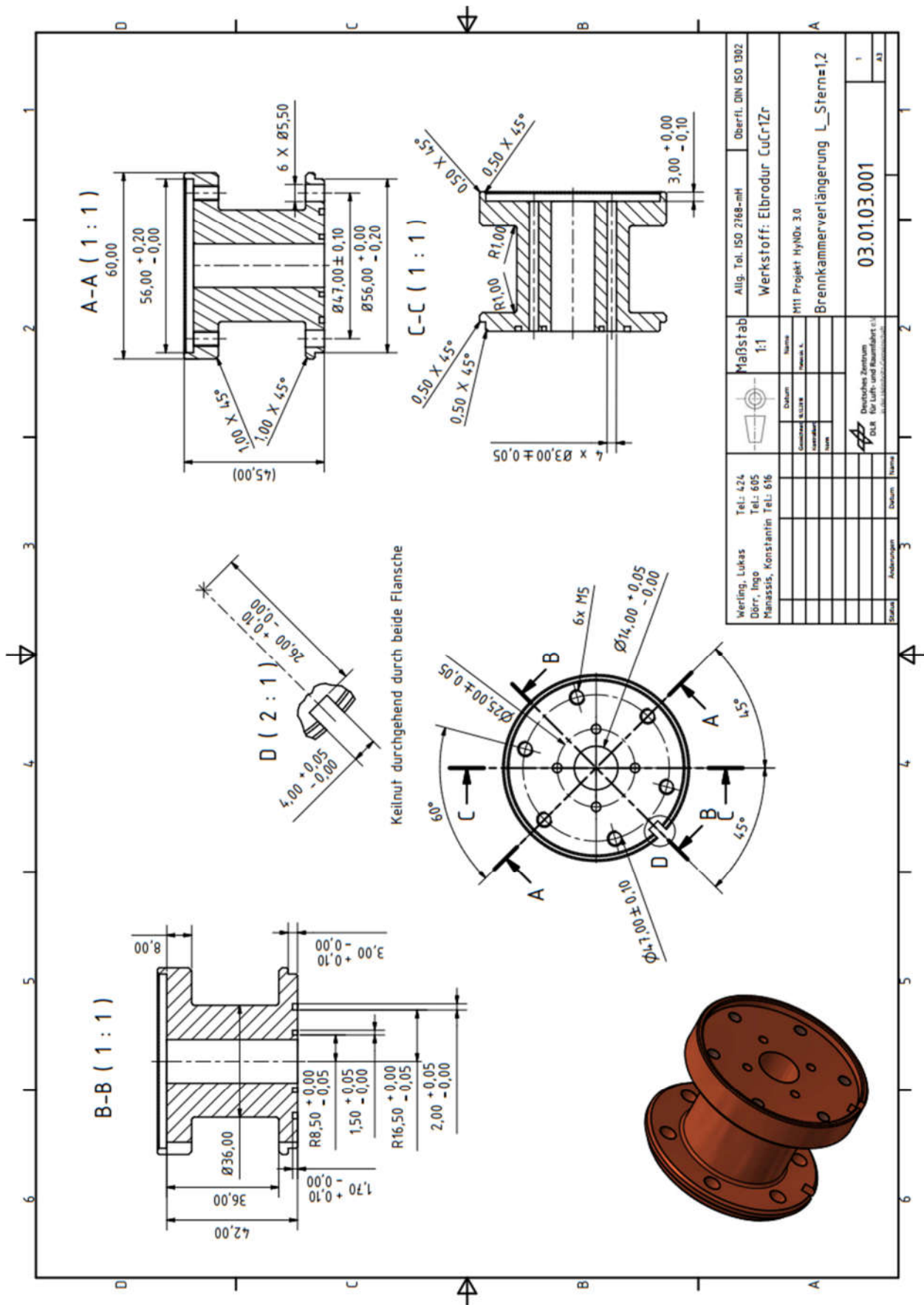


Bild A 7: Brennkammervorlängerung

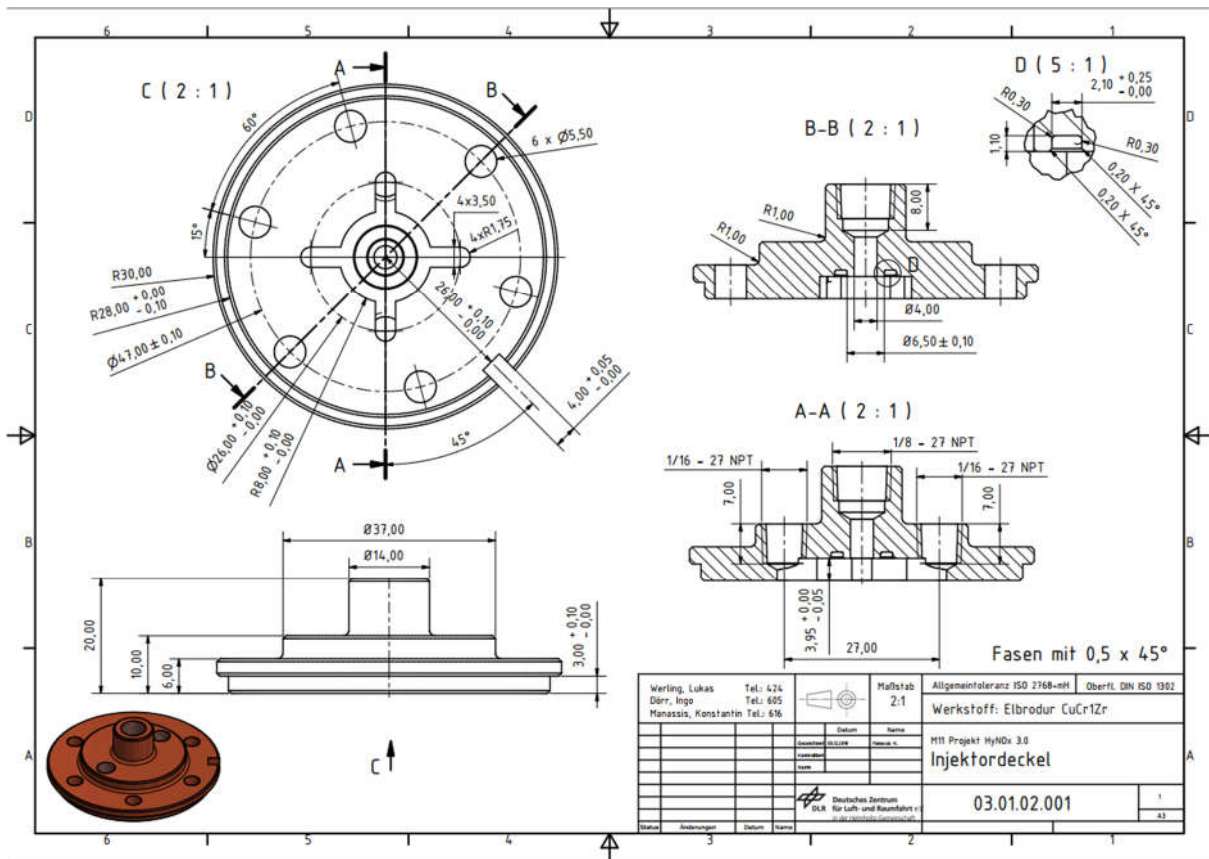


Bild A 8: Injektordeckel

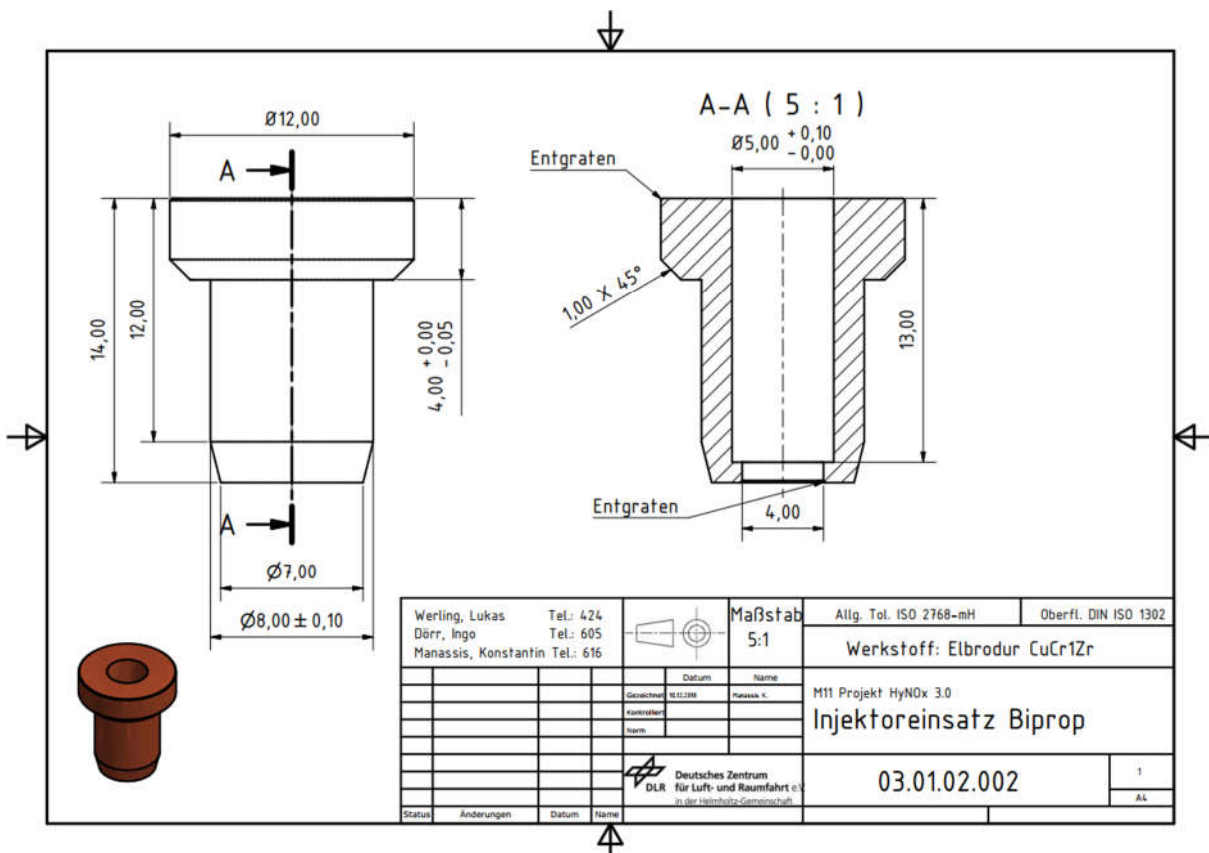


Bild A 9: Injektoreinsatz Biprop

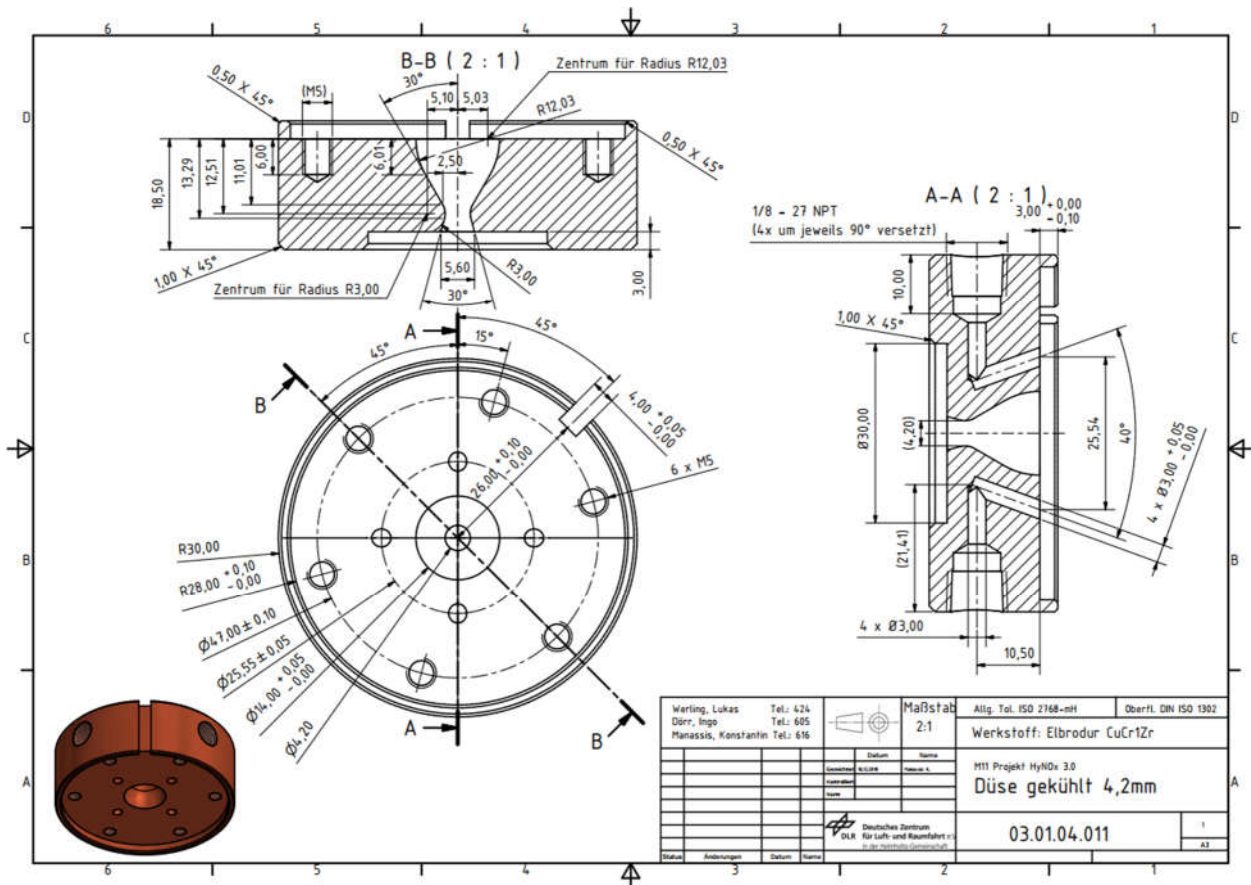


Bild A 10: Düse

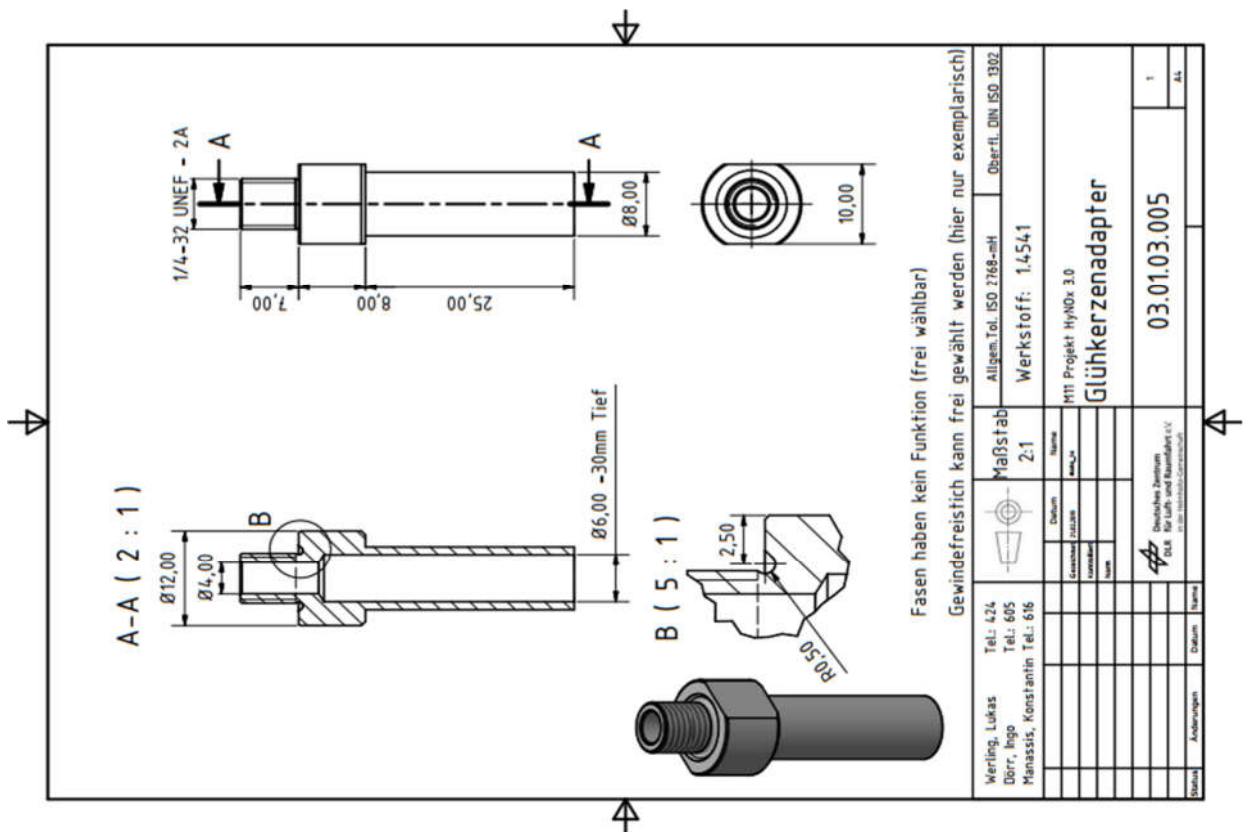


Bild A 11: Adapter Glühkerze